



PROJETO DE GRADUAÇÃO 2

DESENVOLVIMENTO DE UM DISPOSITIVO DE ENSAIO DE FADIGA POR FRETTING EM FIOS

Por,

Marcelo Ribeiro Gasperazzo

Thiago Tetsuyuki Takada Ito

Brasília, 29 de junho de 2016

UNIVERSIDADE DE BRASILIA

FACULDADE DE TECNOLOGIA

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECANICA

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
Faculdade de Tecnologia
Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO DE GRADUAÇÃO 2

DESENVOLVIMENTO DE UM DISPOSITIVO DE ENSAIO DE FADIGA POR FRETTING EM FIOS

POR,

Marcelo Ribeiro Gasperazzo

Thiago Tetsuyuki Takada Ito

Banca Examinadora

Prof. Jorge Luiz de Almeida Ferreira, UnB/ ENM
(Orientador)

Prof. José Alexander Araújo, UnB/ ENM
(Co-Orientador)

Prof. Edigar Nobuo Mamiya, UnB/ ENM

Brasília, 29 de junho de 2016

RESUMO

Este trabalho tem como finalidade o desenvolvimento de um Dispositivo de Fadiga por *Fretting* que deverá operar através de uma Máquina de Ensaio de Materiais MTS. Sabe-se que um dos métodos de falha mais comuns em cabos condutores de energia ocorre devido a fenômeno de *fretting* que acontece no contato dos fios de alumínio com ferragens ou com os próprios fios. Assim, o dispositivo deverá ser capaz de induzir a fadiga por *fretting* em fios de ensaio, tal como ocorre nos fios de um condutor. Um estudo acerca do fenômeno de fadiga por *fretting* foi dirigido com a finalidade de se entender a problemática em questão, de modo a se projetar um dispositivo que atenderá todas as necessidades para que o *fretting* ocorra nos fios. O dispositivo atende as duas condições primordiais para a existência de *fretting*, quais sejam o movimento cíclico de escorregamento entre as duas superfícies em contato de fios e a força de contato entre eles. O movimento relativo será conseguido através da estrutura do dispositivo, que fixada a um atuador hidráulico no topo da máquina MTS, oscilará livremente na direção vertical, provocando o microdeslizamento. Antes de ser atender a carga de compressão entre os fios, foi necessário especificar qual seria a força necessária para que o *fretting* ocorresse. Ensaaios comparativos com amostras de condutores foram realizados e concluiu-se que uma força de 2.400 N é suficiente. Neste ponto, duas propostas foram desenvolvidas, sendo a primeira (A) com atuadores pneumáticos (por questões de custo) e a segunda proposta (B) utilizando atuadores hidráulicos (por razões espaciais). Posteriormente, as duas soluções foram comparadas. Por fim, realizou-se um breve estudo em elementos finitos dos componentes projetados afim de se verificar a sua resistência contra falhas.

ABSTRACT

The purpose of this study is to develop a device for fatigue Fretting that must operate through a MTS Materials Testing Machine. It is known that one of the most common methods in overhead conductors occurs due to fretting phenomenon that happens in the aluminum wire contact with hardware or with the wires itself. Thus, the device should be able to induce fatigue by fretting in the aluminum wire tested, such as occurs in a real overhead conductor wires. A study on the phenomenon of fatigue by fretting was directed with the purpose of understanding the problem, concerning to design a device that will meet all the needs for that fretting occurs in the wires. The device meets the two main conditions for the existence of fretting, which are the cyclic movement of slipping between the two surfaces in contact and the contact force between them. The relative movement is achieved through the structure of the device, which attached to a hydraulic actuator at the top of the machine MTS, will oscillate freely in the vertical direction, causing the micro-slip. Before being meet the compression load between the wires, it was necessary to specify what would be the needed force for that fretting occurs. Comparative tests with samples of conductors have been operated and it was concluded that a force of 2,400 N is enough. At this point, two proposals were developed, the first proposal (A) with pneumatic actuators (for cost reasons) and the second proposal (B) using hydraulic actuators (for space reasons), comparing these two solutions in the end of the chapter. Finally, there was a brief study into finite elements of the components designed to check its strength against failures.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a todos que me ajudaram, direta e indiretamente durante os meus anos de graduação, em especial meus amigos Juliano, Ícaro, Thiago Schmidt, Jean Michel por todos os momentos bons e difíceis durante o curso, Thiago Ito pelos esforços empregados neste projeto, meus pais e irmãs pela paciência e apoio que sempre me deram, pela minha esposa Gabriela e minha filha Leticia pois são a minha motivação para vencer.

Marcelo Ribeiro Gasperazzo

Agradeço aos meus pais, meu irmão e minha família por sempre estarem ao meu lado. Agradeço à minha namorada Gabriele por me encorajar nos momentos difíceis. Também agradeço ao Marcelo, por ter me acompanhado na execução deste trabalho, ao professor Jorge, que além de seu ótimo trabalho como orientador se mostrou ser uma excelente pessoa, ao Miguel por sempre me atender com braços abertos. Por fim, agradeço aos inúmeros colegas de curso que estiveram presentes na minha jornada acadêmica.

Thiago Tetsuyuki Takada Ito

SUMÁRIO

1	Introdução	1
1.1	Objetivos.....	4
1.2	Justificativa	4
1.3	Apresentação do trabalho.....	4
2	Fadiga – Revisão bibliográfica	6
2.1	Conceito de fadiga	6
2.2	Caracterização do processo de fadiga	6
2.3	Definições fundamentais e classificação.....	9
2.4	Métodos de previsão de vida em fadiga.....	11
2.4.1	Regime da fadiga	12
2.4.2	Método Tensão <i>versus</i> Vida (S-N).....	12
2.4.3	Método Deformação <i>versus</i> Vida (ϵ - N).....	12
2.4.4	Método da Mecânica da Fratura Linear Elástica (LEFM)	12
2.5	Fadiga por <i>Fretting</i>	13
2.6	Fadiga em cabos condutores	17
2.6.1	Introdução	17
2.6.2	Tipos de vibrações em linhas aéreas de transmissão de energia	17
2.6.3	<i>Fretting</i> em cabos condutores	19
3	Apresentação da máquina e do dispositivo	23
3.1	Descrição da máquina MTS.....	24
3.1.1	MST 322.21 Load Unit	24
3.1.2	Máquina customizada	27
3.2	Descrição do dispositivo	29
3.2.1	Coluna do dispositivo.....	30
3.2.2	Arruela M16.....	31
3.2.3	Placa superior	31
3.2.4	Porca H-M16.....	32

3.2.5	Suporte intermediário.....	33
3.2.6	Suporte linear fechado	33
3.2.7	Trilhos.....	34
3.2.8	Rolamento linear aberto	35
3.2.9	Arruela – cunha.....	36
3.2.10	Placa inferior	37
3.2.11	Célula de carga.....	38
3.3	Compressão dos fios	40
3.4	Limitações geométrica	43
3.5	Ângulo entre fios.....	46
4	Propostas de soluções	47
4.1	Solução pneumática	52
4.1.1	Atuador Festo CDC-63-100:.....	52
4.1.2	Atuador Festo DSBF-C-63-100	53
4.1.3	Atuador ADN-63-100	54
4.1.4	Atuador CDC-63-100.....	55
4.1.5	Atuador CRDNG-63-100.....	55
4.1.6	Atuador CRHD-63-100.....	56
4.2	Solução hidráulica.....	57
5	Resultado das soluções	64
5.1	Solução adotada	64
5.1.1	Componentes projetados.....	64
5.2	Validação dos componentes projetados.	69
5.2.1	Coeficiente de segurança	70
5.2.2	Cálculo do fator de segurança.....	71
5.2.3	Mesa deslizante sem atuador.....	72
5.2.4	Mesa Deslizante sem Célula de Carga.	74
5.2.5	Suporte de fios	76

5.2.5.1	Parafuso de potência para os suportes.....	82
5.3	Comparação de soluções.....	85
6	Conclusão	87
	Referências.....	89
7	Apêndice	92
7.1	Hidráulica e atuadores.....	92
7.1.1	Definição.....	92
7.1.2	Classificação dos sistemas hidráulicos.....	92
7.1.2.1	De acordo com a pressão	93
7.1.2.2	De acordo com a aplicação	93
7.1.2.3	Quanto ao tipo de bomba	93
7.1.2.4	Quanto ao controle de direção	94
7.1.3	Vantagens e desvantagens dos sistemas hidráulicos	94
7.1.4	Dimensionamento de atuadores hidráulicos.....	95
7.2	Pneumática e atuadores.....	98
7.2.1	Definição.....	98
7.2.1.1	Vantagens e desvantagens.....	98
7.2.2	Atuadores pneumáticos	100
7.2.2.1	Atuadores pneumáticos lineares.....	100
7.2.2.2	Outros tipos de atuadores pneumáticos.....	102
7.2.3	Dimensionamento de atuadores pneumáticos lineares.....	103
7.3	Procedimentos de simulações no Solidworks	105
7.4	Lista de Materiais.....	107

LISTA DE FIGURAS

Figura 1-1. Efeito da fadiga por fretting em cabos condutores. (BELLORIO, 2009)	3
Figura 2-1. Fluxograma do processo de fadiga.....	7
Figura 2-2. Nucleação de trincas em componentes sujeitos a esforços cíclicos (GARCIA <i>et al</i> , 2000)	7
Figura 2-3. Processo de avanço de trinca por fadiga (GARCIA, 2000).....	8
Figura 2-4. Parafuso que falhou devido à fadiga. (BUDYNAS, <i>et al</i> , 2011)	9
Figura 2-5. Parâmetros para descrever os ciclos de fadiga de amplitude constante (AIDA, 2010)	9
Figura 2-6. Descrição gráfica do ciclo com amplitude de tensão constante (NORTON, 2013, modificado)	10
Figura 2-7. Ciclo com amplitude de tensão variável. (a): blocos; (b): aleatório (BRANCO <i>et al</i> , 1986, modificado)	11
Figura 2-8. Configuração esquemática do problema de contato entre dois cilindros (AIDA, 2010)....	15
Figura 2-9. Imagem obtida como resultado de uma esfera submetida a contato com outra esfera sob ação de uma força tangencial $0 < Q < f_P$ (adaptado de DERESIEWCZ, 1974)	15
Figura 2-10. Carregamentos cíclicos nas zonas típicas de <i>fretting</i> (WATERHOUSE em MUTOH, 2001)	16
Figura 2-11. Perfil de tensões gerado no contato entre duas superfícies esféricas (adaptado de GREEN, 2001)	16
Figura 2-12. Exemplo de dano em cabo: setas brancas indicam as marcas elípticas; círculos brancos indicam os fios rompidos (BONIARDI, 2007)	20
Figura 2-13. Configuração do cabo Grosbeak e superfície de contato dentro do grampo (BELLORIO, 2009)	21
Figura 2-14. Ilustração do mecanismo de falha de fadiga por fretting. (BONIARDI, 2007)	22
Figura 3-1. Configuração de posicionamento dos fios na máquina de ensaio.	23
Figura 3-2. Esquema de funcionamento e movimentação dos fios posicionados na máquina de ensaio	23
Figura 3-3. Descrição geral dos componentes da máquina de ensaio (MTS System Corporation)	24
Figura 3-4. Figura com as principais dimensões da máquina de ensaio (MTS - System Corporation)	26
Figura 3-5. Máquina MTS customizada.	28
Figura 3-6. Figura de componentes comuns aos dispositivos.....	29
Figura 3-7. Coluna do dispositivo.....	31
Figura 3-8. Dimensão comercial de arruelas lisas.	31
Figura 3-9. Placa superior.....	32
Figura 3-10. Gancho para levantamento do dispositivo.....	32
Figura 3-11. Suporte intermediário.....	33
Figura 3-12. Suporte linear fechado (MITAY, 2016).....	34

Figura 3-13. Trilhos (MITAY, 2016).....	35
Figura 3-14. Rolamento linear aberto.	36
Figura 3-15. Arruela – cunha.	36
Figura 3-16. Configurações da arruela – cunha.	37
Figura 3-17. Modelo da placa inferior.	37
Figura 3-18. Placa inferior em vista superior.....	38
Figura 3-19. Célula de carga (HONEYWELL, 2014).	39
Figura 3-20. Vista esquemática do ensaio 1 de fios.....	40
Figura 3-21. Vista esquemática do ângulo entre fios.....	40
Figura 3-22. Ensaio 1, 500 N. À esquerda uma imagem distante, à direita uma imagem aproximada.	41
Figura 3-23. Ensaio 1, 1000 N. À esquerda uma imagem distante, à direita uma imagem aproximada.	41
Figura 3-24. Ensaio 1, 2000 N. À esquerda uma imagem distante, à direita uma imagem aproximada	42
Figura 3-25. Ensaio 1, 2400 N. À esquerda uma imagem distante, à direita uma imagem aproximada.	42
Figura 3-26. Medição dos eixos da marca deixada no fio de 2.400 N (ANICEZIO, 2016)	43
Figura 3-27: Vista esquerda sem as colunas de sustentação contendo as distancias entre o centro de fixação de um dos atuadores e a superfície do trilho (26 mm) e entre o mesmo centro e a mesa inferior (31 mm).....	44
Figura 3-28. Vista superior da mesa inferior com detalhe na região de contato entre os fios	45
Figura 3-29: Vista isométrica da mesa inferior.....	45
Figura 3-30: Vista Frontal da mesa inferior sem as colunas de sustentação.....	45
Figura 3-31. Vista aproximada do dispositivo na máquina. Detalhe da distância entre o topo da mesa deslizante e a garra hidráulica.....	46
Figura 3-32. Ângulo relativo entre fios.....	47
Figura 4-1. Solução A em vista superior.....	48
Figura 4-2. Vista frontal da solução A (GARCIA, 2016).	48
Figura 4-3. Vista superior da Solução A (GARCIA, 2016).	49
Figura 4-4. Vista em detalhe dos fios da solução A.....	50
Figura 4-5. Vista frontal da mesa deslizante com foco na posição dos furos.	50
Figura 4-6. Posicionamento do suporte de fios em dois ângulos distintos.	51
Figura 4-7. Solução B em vista superior.....	52
Figura 4-8. Vista Isométrica de montagem dos atuadores CDC-63-100. Verifica-se interferência entre o corpo do atuador e a coluna do dispositivo.....	53
Figura 4-9. Vista Lateral de montagem dos atuadores CDC-63-100. Verifica-se interferência entre o corpo do atuador e a placa inferior.....	53

Figura 4-10: Vista Isométrica de montagem dos atuadores DSBF-C-63-100. Verifica-se interferência do corpo do atuador com as colunas do dispositivo e com os trilhos.	54
Figura 4-11: Vista Lateral de montagem dos atuadores DSBF-C-63-100. Verifica-se interferência do corpo do atuador com a placa inferior.	54
Figura 4-12. Vista Lateral deslocada de montagem dos atuadores ADN-63-100. Verifica-se interferência entre o corpo do atuador e a coluna do dispositivo e os trilhos.	55
Figura 4-13. Vista Isométrica de montagem dos atuadores CDC-63-100. Verifica-se interferência entre o corpo do atuador, a coluna do dispositivo e a placa inferior.....	55
Figura 4-14. Vista Isométrica de montagem dos atuadores CRDNG-63-100. Verifica-se interferência entre o corpo do atuador e os trilhos.....	56
Figura 4-15. Vista isométrica de montagem dos atuadores CRHD-63-100. Verifica-se interferência entre o corpo do atuador e o trilho do dispositivo.....	56
Figura 4-16. Vista superior de montagem dos atuadores CRHD-63-10. Verifica-se interferência entre o corpo do atuador e a coluna do dispositivo.....	57
Figura 4-17. Desenho esquemático atuador Série CHN. (SMC,2016).	60
Figura 4-18. Vista isométrica do dispositivo com atuador hidráulico (haste omitida).	61
Figura 4-19. Vista frontal do dispositivo com atuador hidráulico.	61
Figura 4-20. Vista lateral do dispositivo com atuador hidráulico.....	62
Figura 4-21. Vista superior do dispositivo com atuador hidráulico.....	62
Figura 4-22. Vista de corte lateral do dispositivo com atuador hidráulico.	63
Figura 5-1. Montagem da Mesa Deslizante com célula de carga e os componentes a ela acoplados... 65	65
Figura 5-2. Vista isométrica em corte destacando a célula de carga.....	65
Figura 5-3. Vista Frontal da mesa deslizante que abriga a célula de carga contendo as cotas dos ângulos dos furos do pino sem os demais componentes nela anexados.....	66
Figura 5-4. Suporte do fio transversal com furo para posicionamento do pino em evidencia.	66
Figura 5-5. Vista frontal da mesa deslizante sem célula de carga.....	67
Figura 5-6. Vista lateral do Suporte do Fio Transversal.	68
Figura 5-7. Vista isométrica do Suporte de Fio Transversais com furos em evidência.	68
Figura 5-8. Corte da vista direita em detalhe do furo.	69
Figura 5-9. Mecanismo para evitar desalinhamento entre os fios.....	69
Figura 5-10. Distribuição de tensões na mesa deslizante com célula de carga.....	72
Figura 5-11. Possíveis deslocamentos sofridos pela Mesa deslizante com Célula de Carga.....	73
Figura 5-12. Estudo do Fator de segurança da Mesa Deslizante com Célula de Carga.....	73
Figura 5-13. Estudo de fadiga na Mesa de Deslizamento com Célula de Carga.	74
Figura 5-14. Distribuição de tensões na Mesa Deslizantes sem Célula de Carga.....	74
Figura 5-15. Distribuição de tensões na Mesa Deslizantes sem Célula de Carga.....	75
Figura 5-16. Distribuição de tensões na Mesa Deslizantes sem Célula de Carga.....	75

Figura 5-17. Estudo do Fator de segurança da Mesa Deslizante com Célula de Carga.	76
Figura 5-18. Estudo de fadiga na Mesa de Deslizamento com Célula de Carga.	76
Figura 5-19. Distribuição de tensões no Suporte de fios transversais submetido a carga unitária.	77
Figura 5-20. Possíveis deslocamentos sofridos pelo Suporte de fios transversais submetido a carga unitária.	78
Figura 5-21. Estudo do Fator de segurança no Suporte de fios transversais submetido a carga unitária.	78
Figura 5-22. Detalhamento da malha gerada.	79
Figura 5-23. Distribuição de tensões no Suporte de fios transversais submetido a carga unitária com parafusos de potência.	79
Figura 5-24. Detalhe da máxima tensão na superfície em contato com a cabeça do parafuso.	80
Figura 5-25. Possíveis deslocamentos sofridos pelo Suporte de fios transversais submetido a carga unitária.	80
Figura 5-26. Estudo do Fator de segurança no Suporte de fios transversais submetido a carga unitária.	81
Figura 5-27. Estudo de fadiga no Suporte de fios transversais.	81
Figura 5-28. Condição de contorno para simulação nos suportes de fios transversais.	83
Figura 5-29. Escoamento para o suporte de fios transversais.	83
Figura 5-30. Parâmetros geométricos de rosca ACME (JUVINALL, 2008).	84
Figura 7-1. Descrição de um sistema hidráulico (PARKER, 2016).	92
Figura 7-2. Valores do comprimento livre de flambagem (FIALHO, 2004)	97
Figura 7-3. Atuador pneumático de simples ação. (FIALHO, 2004)	101
Figura 7-4. Simbologia de um atuador linear de dupla ação. (FIALHO, 2004)	101
Figura 7-5. Atuador de dupla ação de haste passante. (PARKER, 2004)	102
Figura 7-6. Seleção de Material	105
Figura 7-7. Fixação de parte do elemento	105
Figura 7-8. Inclusão do carregamento	106
Figura 7-9. Criação de Malha	106
Figura 7-10. Execução do estudo	107

LISTA DE TABELAS

Tabela 1-1. Oferta Interna de Energia Elétrica (OIEE) - Ministério de Minas e Energia, 2014.....	1
Tabela 1-2. Potência instalada de Geração Elétrica.....	2
Tabela 2-1. Movimentos induzidos pelo vento [FURTADO, 2001].....	18
Tabela 3-1. Número, nome e descrição dos componentes da máquina MTS 322.21 (dados retirados do catálogo da máquina).	25
Tabela 3-2. Dimensões originais para a MTS 322.21 (MTS System Corporation)	26
Tabela 3-3. Componentes da Figura 3-5.	28
Tabela 3-4. Tabela de componentes comuns aos dispositivos.	29
Tabela 3-5. Intervalo de força admitido pela célula de carga e suas principais dimensões (HONEYWELL, 2014)	39
Tabela 3-6. Resultado do comprimento da marca no fio ensaiado a 2.400 N (ANICEZIO, 2016)	43
Tabela 4-1. Força teórica do atuador SMC, classe CNH. (SMC, 2016).	58
Tabela 4-2. Tabela para cálculo da massa do atuador selecionado (SMC, 2016).	59
Tabela 4-3. Dimensões do atuador Série CHN. (SMC, 2016).	60
Tabela 5-1. Números de penalização (COLLINS, 2006).....	71
Tabela 5-2. Roscas de parafuso de potências padronizadas (JUVINALL, 2008).....	84
Tabela 7-1. Classificação dos sistemas de acordo com a pressão segundo a NFPA.....	93
Tabela 7-2. Fator de correção ϕ . (FIALHO, 2004).....	103
Tabela 7-3: Lista de Materiais	107

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

A_c	Área da coroa	$[mm^2]$
A_h	Área da haste	$[mm^2]$
A_p	Área do pistão	$[mm^2]$
L_a	Avanço do parafuso de potência	$[in]$
Q	Carga axial cíclica	$[N]$
K	Carga de flambagem	$[N]$
P	Carga radial compressiva	$[N]$
L	Comprimento da haste do atuador	$[mm]$
a_c	Comprimento de trinca	$[mm]$
D_p	Diâmetro do pistão	$[mm]$
d_m	Diâmetro médio de contato da rosca	$[in]$
F_a	Força de avanço	$[N]$
F_p	Força de projeto	$[N]$
F_r	Força de retorno	$[N]$
W	Força exercida no parafuso de potência	$[lbf]$
E	Módulo de elasticidade	$[MPa]$
J	Momento de inércia para seção circular	$[mm^4]$
P_{tb}	Pressão de trabalho	$[MPa]$
t	Tempo	$[s]$

Símbolos Gregos

λ_a	Ângulo de avanço	$[^\circ]$
α_n	Ângulo de rosca no plano normal	$[^\circ]$
λ	Comprimento livre de flambagem	$[mm]$
$\Delta\sigma$	Intervalo de tensão	$[MPa]$
σ_a	Tensão alternada	$[MPa]$
$\sigma_{m\acute{a}x}$	Tensão máxima	$[MPa]$
σ_m	Tensão média	$[MPa]$
$\sigma_{m\acute{i}n}$	Tensão mínima	$[MPa]$

Grupos adimensionais

f	Coeficiente de atrito
φ	Fator de correção
n_d	Fator de segurança
S	Fator de segurança contra flambagem
NP	Número de penalização

Siglas

ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
CAA	Condutores de alumínio com alma de aço
IBGE	Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística
OIEE	Oferta Interna de Energia Elétrica
PCH	Pequenas Centrais Hidroelétricas
SAE	<i>Society of Automobile Engineers</i>
UHE	Usina Hidroelétricas
UTE	Usinas Termoelétricas

1 INTRODUÇÃO

Tão importante quanto a capacidade de um país produzir energia é a sua capacidade em transmiti-la para o seu destino, sobre tudo no Brasil, um país com 8.515.767,049 km^2 (IBGE, Janeiro de 2013). Neste cenário, o estudo e desenvolvimento de novas tecnologias que possam prever o comportamento mecânico contra falhas em linhas de transmissão de energia elétrica ganha grande importância.

Segundo o Ministério de Minas e Energia, através da Resenha Energética Brasileira no Exercício de 2014, a Oferta Interna de Energia Elétrica (OIEE) cresceu, em 2014, 2,1% em relação ao ano anterior, atingindo um patamar de 625,3 TWh. Diferente de décadas passadas, a energia elétrica produzida por usinas hidroelétricas está em declínio, embora ainda seja responsável por quase 60% da geração de energia elétrica no Brasil. No panorama atual, merecem destaque os setores de energia eólica, que de 2013 para 2014 cresceu 85,6%, o setor de óleo (crescimento de 43,4%) e outras fontes renováveis, como a biomassa (30,9%). A Tabela 1-1 mostra toda a Oferta Interna de Energia Elétrica. (Ministério de Minas e Energia, 2014)

Tabela 1-1. Oferta Interna de Energia Elétrica (OIEE) - Ministério de Minas e Energia, 2014.

Especificação	GWh		14/13 %	Estrutura (%)	
	2013	2014		2013	2014
Hidro	390.992	373.429	-4,5	64,0	59,8
Bagaço de cana	29.871	32.303	8,1	4,9	5,2
Eólica	6.578	12.210	85,6	1,1	2,0
Solar	5	15	235,5	0,001	0,003
Outras renováveis	10.600	13.879	30,9	1,7	2,2
Óleo	22.090	31.668	43,4	3,6	5,1
Gás natural	69.003	81.075	17,5	11,3	13,0
Carvão	14.801	18.385	24,2	2,4	2,9
Nuclear	15.450	15.378	-0,5	2,5	2,5
Outras não-renováveis	11.444	12.125	5,9	1,9	1,9
Importação	40.334	33.775	-16,3	6,6	5,4
TOTAL	611.169	624.254	2,1	100,0	100,0

Notas: (a) inclui 53,3 TWh de autoprodutor cativo em 2014 (que não usa a rede básica); (b) Gás Industrial inclui gás de alto forno, gás siderúrgico, gás de processo, gás de refinaria, enxofre e alcatrão

Ainda da Tabela 1-1, pode-se destacar a redução da dependência de energia elétrica importada pelo Brasil, embora esta ainda represente 5,4% do total.

Segundo a Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL), em 2014, 7.509 MW foram somados à Potência Instalada de Geração, onde deste montante, 3.177 MW são advindos de Usinas Hidroelétricas (UHE), 2.783 de geração eólica, 1.411 MW de Usinas Termoeletricas (UTE) e 138 MW de pequenas centrais hidroelétricas (PCH); desta forma a capacidade de geração brasileira chegou a marca de 133,9 GW em 2014, representando um crescimento de 5,6% em relação ao ano anterior. Estes dados levam em consideração apenas a geração brasileira, caso a energia elétrica importada seja computada este acréscimo supera os 8%. A Tabela 1-2 (Aneel, dezembro de 2014) apresenta um panorama geral da capacidade instalada de geração elétrica no Brasil.

Tabela 1-2. Potência instalada de Geração Elétrica.

Fonte	Nº de usinas	Potência Instalada (MW)	Estrutura %	Potência média por usina (MW)
Hidroelétrica	1.186	89.193	66,6	75
• <i>UHE</i>	202	84.095	62,8	416
• <i>PCH</i>	487	4.790	3,6	10
• <i>CGH*</i>	497	308	0,2	1
Gás	155	14.208	10,6	92
• <i>Gás natural</i>	121	12.550	9,4	104
• <i>Gás industrial</i>	34	1.658	1,2	49
Biomassa	504	12.341	9,2	24
• <i>Bagaço de cana</i>	387	9.881	7,4	26
• <i>Biogás</i>	25	70	0,1	3
• <i>Outras</i>	92	2.390	1,8	26
Petróleo	1.263	7.888	5,9	6
Nuclear	2	1.990	1,5	995
Eólica	228	4.888	3,6	21
Solar	311	15	0,011	0,05
Total	3.662	133.913	100,00	37
Importação contratada		5.850		
Disponibilidade total		139.763		

*Central Geradora Hidroelétrica

Diante desta expansão energética brasileira, é natural e preciso que as linhas de transmissão também acompanhem o crescimento para suprir tanto o aumento da oferta quanto do consumo de energia elétrica. Ainda utilizando os dados emitidos pelo Ministério de Minas e Energia, sabe-se que ao fim do ano de 2014, o sistema de transmissão de energia elétrica no Brasil contava com 125,7 mil km, contra os 116,8 mil km disponíveis em 2013, resultando em um crescimento de 7,6%.

Os dados acima apresentados apenas mostram a importância que a energia elétrica tem para o país, sendo a sua forma de transmissão fundamental para a completa operação deste serviço. Dada a grande extensão das linhas de transmissão no país, faz-se necessário o aprimoramento dos métodos de testes para previsão do comportamento dinâmico dos cabos com o objetivo de maximizar sua capacidade em transmitir energia elétrica.

A maioria das falhas em cabos condutores envolvendo a fadiga do material é causada por vibrações de alta frequência e baixa amplitude provocada pelo vento (CIGRE, 1979). Um estudo que seja capaz de, tanto para fins de projeto quanto para previsão da vida residual de uma linha de transmissão, faz-se necessário. Porém, a presença de agentes abrasivos, também conhecido como *fretting*, torna a análise uma questão de difícil determinação.

É sabido que o deslocamento relativo presente entre os fios de um cabo de transmissão de energia elétrica ou entre o cabo e o grampo geram forças de atrito tangentes a superfície dos componentes. As presenças cíclicas desta força tangencial provocam o fenômeno de fadiga por *fretting* (Figura 1-1) que a partir do momento que a trica é formada levará o fio a se romper. Dependendo do cabo, apenas alguns fios rompidos podem ser o suficiente para que todo o cabo falhe por ruptura.

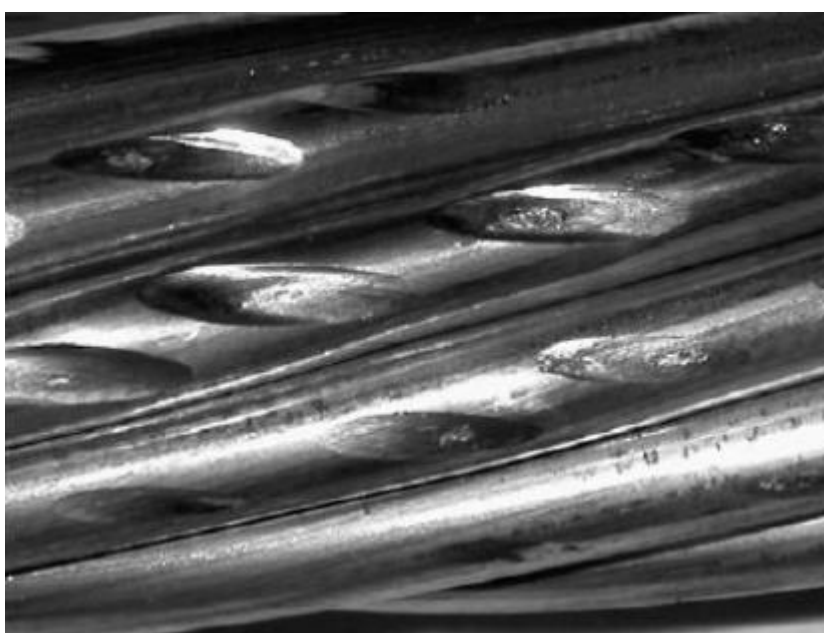


Figura 1-1.Efeito da fadiga por fretting em cabos condutores. (BELLORIO, 2009)

Devido às limitações da teoria disponível acerca do fenômeno de fadiga por *fretting*, torna-se complicado qualquer solução que envolva a abrasão, como a estimativa da vida útil de um conjunto fio/fio ou fio/grampo. A teoria matemática de fadiga por *fretting* existente apresenta uma série de simplificações, que apesar de facilitar a solução do problema, limitam além do desejável a sua aplicação. Desta forma, a metodologia usual para estes casos tem sido a execução de ensaios controlados em

laboratório. Os ensaios disponíveis geralmente são caros, demandando um maquinário robusto, desta forma, a edificação deve ser grande o suficiente para simular a instalação dos cabos de alta tensão.

1.1 OBJETIVOS

Neste projeto, pretende-se buscar uma alternativa mais barata e rápida, em relação à atualmente utilizada, para se estimar a vida a fadiga de cabos condutores de energia. Nesse sentido, o objetivo desse projeto é o de idealizar e modelar um Dispositivo de Ensaio de Fadiga por *Fretting* em Fios. Esse dispositivo será usado na caracterização da resistência em fadiga dos fios de alumínio

1.2 JUSTIFICATIVA

Atualmente há um desconhecimento de diversos aspectos dos mecanismos de falha e os procedimentos experimentais correspondentes têm se mostrado caros e demorados. A utilização de modelos simplificados é uma tentativa de se prever a durabilidade mecânica do cabo condutor, com o intuito de mitigar custos devido a sua eventual falha mecânica.

Tanto na etapa do projeto como para a avaliação da vida residual de uma linha, há a necessidade de se relacionar a vibração medida no cabo condutor à probabilidade de fadiga de seus fios. No entanto, devido ao fenômeno de *fretting*, esta correlação torna-se uma questão complexa.

Nos dias de hoje, testes de laboratório em amostras de cabos reais se fazem necessários para que empresas de energia elétrica tenham dados e informações, a fim de efetuarem projetos de novas linhas de transmissão de forma confiável e eficiente. Todavia, ocorre que o custo financeiro e o tempo despendido na realização destes testes são altos, além de necessitar de uma grande disponibilidade de espaço físico para montar a bancada, uma vez que os corpos de prova demandam um ambiente amplo.

Por este motivo, faz-se conveniente a utilização de bancadas mais baratas, compactas cuja simplificação do ensaio seja seu objetivo. Desta forma, serão conhecidos dados importantes a fim de prever a vida dos cabos já presentes no mercado, além de viabilizar o desenvolvimento de novos produtos.

1.3 APRESENTAÇÃO DO TRABALHO

O presente trabalho encontra-se estruturado em seis capítulos sendo este o primeiro, onde estão descritos, o cenário que favorece a proposta, o objetivo, bem como a justificação que motiva o desenvolvimento do projeto.

A revisão bibliográfica é abordada no segundo capítulo, onde é feita uma sucinta revisão sobre o conceito de fadiga, a caracterização do processo que a gera, os métodos de previsão da vida de matérias submetidos a fadiga, fadiga por fretting e finalmente, fadiga por fretting em cabos condutores.

O terceiro capítulo trata da apresentação da máquina e do dispositivo, onde é descrita a máquina da fabricante MTS, o dispositivo, objeto deste texto, os esforços em que ele está submetido, bem como as limitações espaciais e demais peculiaridades inerentes ao desenvolvimento do projeto.

As propostas de soluções para desenvolvimento do projeto estão descritas no capítulo quatro, que se encontra dividido em duas partes: a primeira explicitando a solução cujos atuadores tem alimentação feita pneumaticamente e a segunda trata-se da apresentação da solução utilizando-se de atuadores hidráulicos.

O quinto capítulo refere-se à solução escolhida, projeto de seus componentes a sua validação por simulação, e a comparação técnica das soluções propostas.

Finalmente, no sexto capítulo, são apresentadas as conclusões e as condições finais e a sugestão para eventuais trabalhos futuros.

2 FADIGA – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 CONCEITO DE FADIGA

Uma definição de fadiga foi descrita por BRANCO (1985). Segundo ele, a fadiga de um metal é definida como um “fenômeno de enfraquecimento progressivo de um metal quando este está submetido a cargas dinâmicas ou repetidas”. No ano de 2000, GARCIA complementou esta definição, defendendo que materiais metálicos quando submetidos à ação de esforços cíclicos, rompem-se sob tensões muito inferiores daquelas obtidas em ensaios de tração ou compressão. Além disto, a ruptura é esperada sob estas condições dinâmicas, recebendo o nome de ruptura por fadiga.

August Wöhler, na década de 1850, desenvolveu a primeira metodologia formal a respeito do comportamento dos materiais metálicos submetidos a esforço cíclicos. Wöhler realizou uma série de ensaios correlacionando os dados de tensão *versus* o número de ciclos até a falha de corpos de prova padronizados, organizando estes dados em forma de gráficos que ficaram conhecidos como “Curva de Wöhler”. Atualmente, este procedimento é amplamente utilizado para determinação dos limites de fadiga de materiais metálicos.

Desde então, diversas pesquisas têm sido realizadas sobre este fenômeno mecânico. A motivação principal para este estudo reside na possibilidade de diminuir custos em material, bem como, prolongar a vida de componentes mecânicos sujeito à fadiga.

2.2 CARACTERIZAÇÃO DO PROCESSO DE FADIGA

O processo de fadiga que leva a ruptura de um material conta com três etapas básicas, são elas:

1. Nucleação da trinca;
2. Propagação da trinca;
3. Ruptura final

O fluxograma do processo pode ser conferido na Figura 2-1. Em seguida, será feita uma descrição de cada uma das etapas supracitadas.

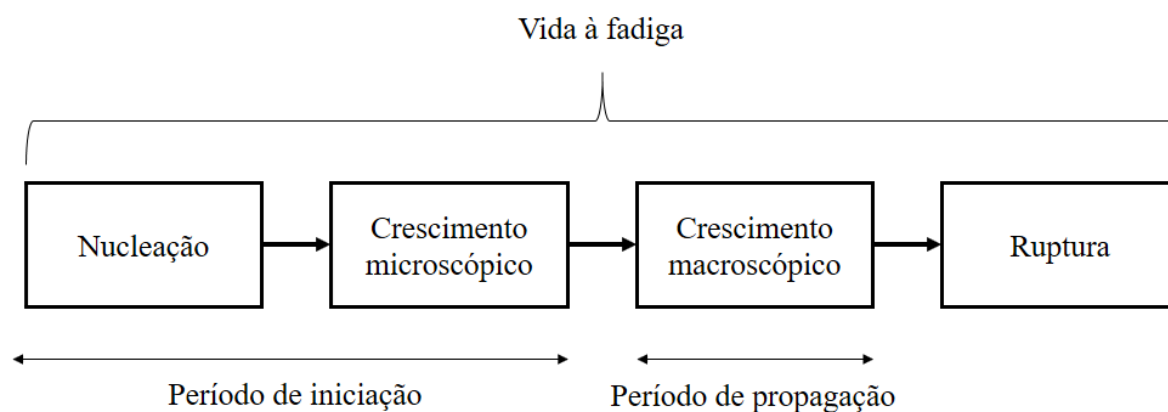


Figura 2-1. Fluxograma do processo de fadiga

Como mencionado, a primeira etapa é referente à nucleação da trinca. Nesta etapa, ocorre o início da trinca, seguindo por um crescimento imperceptível ao olho nu. O aparecimento das trincas é mais comumente encontrado em regiões de alta concentração de tensão ou de regiões de baixa resistência local (geralmente defeitos superficiais¹). De acordo com GARCIA (2000), mesmo as regiões livres de defeitos estão sujeitas a trincas, que podem ser nucleadas por concentração localizada de tensão, provocadas por deformações locais em bandas de deslizamento particulares. A Figura 2-2 ilustra os elementos de nucleação de trincas em componentes sujeitos a esforços cíclicos.

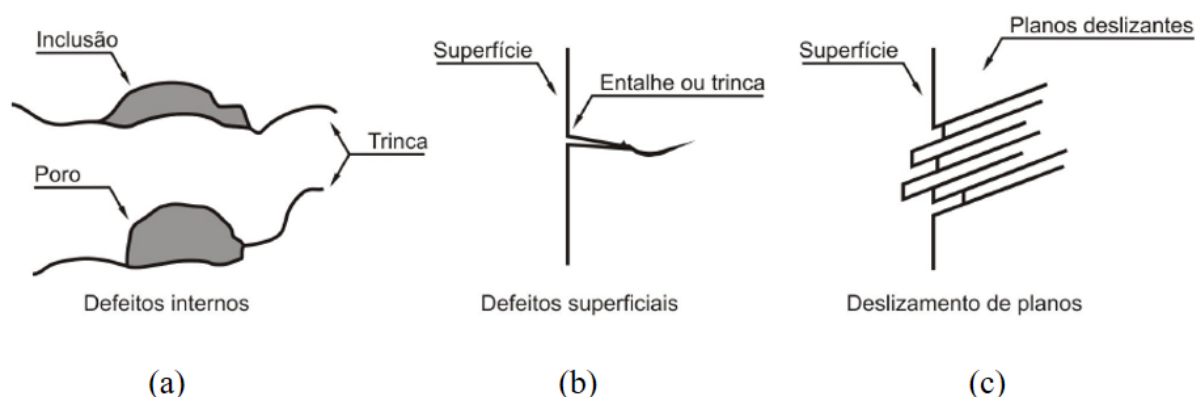


Figura 2-2. Nucleação de trincas em componentes sujeitos a esforços cíclicos (GARCIA *et al*, 2000)

A segunda etapa do processo de fadiga é a propagação da trinca. Como já dito, as imperfeições internas agem como concentradores de tensão, desta forma, são geradas regiões que experimentam deformação plástica. Estas regiões de deformação plástica são causadas em conjunto com a ação de tensão cíclica. É importante ressaltar que o surgimento destas regiões acontece mesmo que a tensão nominal sobre o material esteja abaixo do limite elástico.

O processo de propagação de trinca por fadiga pode ser conferido na Figura 2-3.

¹ Como defeitos superficiais pode-se destacar as ranhuras, pequenas trincas de usinagem, pontos de corrosão, acabamento precário em superfícies. Ganham destaque ainda regiões que compõem cantos em ângulos retos ou entalhes resultantes de falhas de projeto, além de defeitos internos como contorno de grão e elevada porosidade.

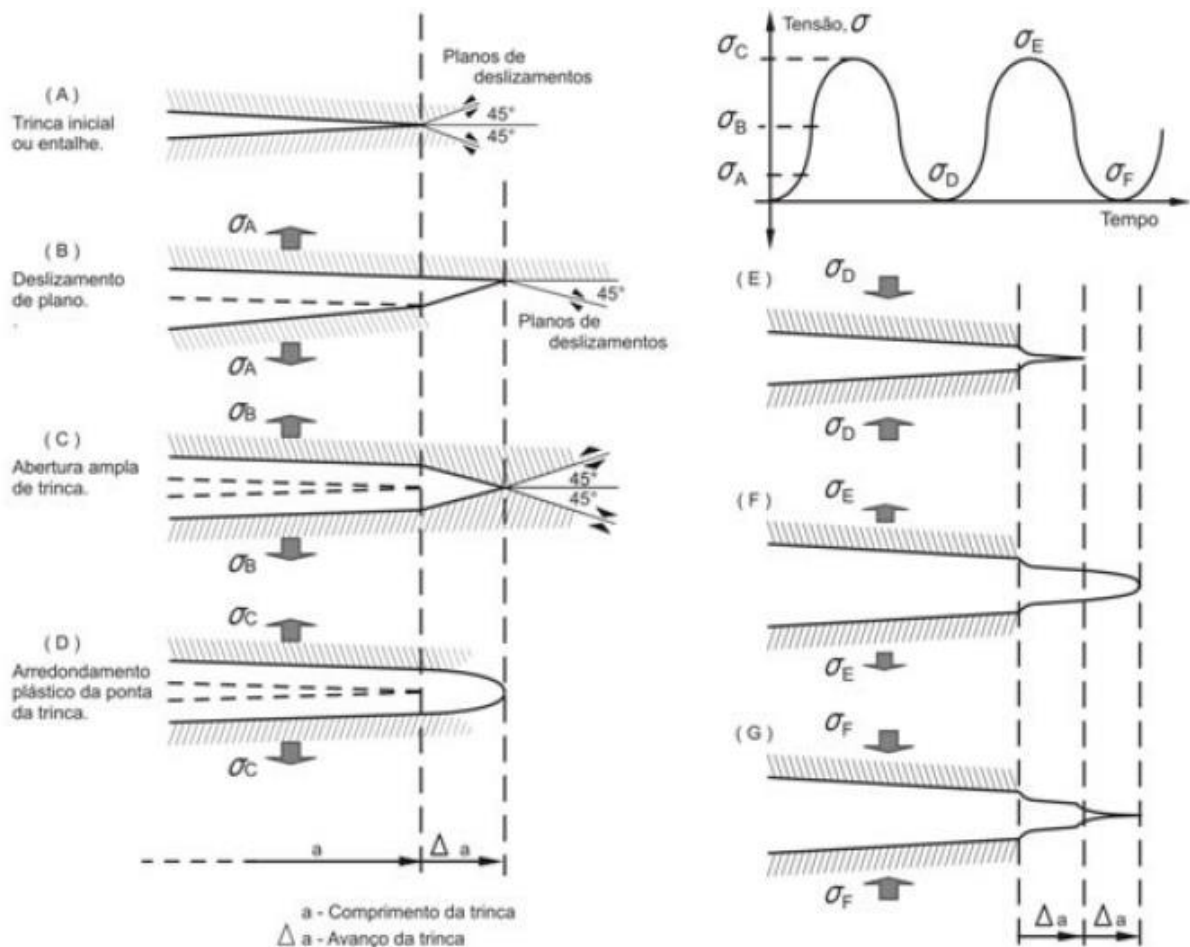


Figura 2-3. Processo de avanço de trinca por fadiga (GARCIA, 2000)

Pela figura acima, observa-se que a concentração de tensão (tração) na ponta da trinca favorece o deslizamento dos planos em um ângulo de 45° com o plano da trinca. Ainda a respeito da tensão de tração, verifica-se que a ponta da trinca se torna curva assim que propaga para dentro do material. Quando o sentido da tensão é invertido, isto é, passa para tensão de compressão, a ponta da trinca retoma seu aspecto agudo. Assim, completa-se um ciclo completo (tração e compressão sobre a trinca), e este ciclo se repete enquanto o material suportar. Para cada ciclo completado, a trinca propagará para dentro do material, com um avanço relativo do comprimento da trinca de Δa .

Outra característica conhecida deixada pelo processo de propagação de trinca são as marcas de praia (do inglês, *beach marks*). As marcas de praia são sinais macroscópicos que ocorrem durante o processo cíclico de tensão, produzindo marcas que apresentam curvatura em relação a origem da falha. A Figura 2-4 exhibe um parafuso que sofreu falha por fadiga após ser repetidamente solicitado. Na figura, observa-se uma região identificada pela letra A, que indica a região onde a trinca teve seu início. A propagação da trinca ocorreu pela região B, onde pode se constatar a existência das marcas de praia. Por último, a região C, onde ocorre a ruptura da peça.

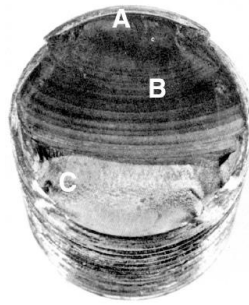


Figura 2-4. Parafuso que falhou devido à fadiga. (BUDYNAS, *et al*, 2011)

Como dito ao final do parágrafo anterior, a ruptura é o último processo de fadiga. A ruptura, também conhecida como falha catastrófica, ocorre quando o limite de tenacidade à fratura ou o valor crítico do comprimento de trinca (a_c) é atingido. Neste momento, o material remanescente não é mais capaz de suportar os esforços a que é solicitado, levando a sua falha. Por fim, ressalta-se que a fratura pode ocorrer de modo a ser classificada em dúctil ou frágil, esta classificação dependerá do tipo de material, do tipo de tensão aplicada à peça, bem como o nível desta tensão.

2.3 DEFINIÇÕES FUNDAMENTAIS E CLASSIFICAÇÃO

Como já discutido, para que a fadiga ocorra sobre um certo material é necessário que este experimente variações de tensão ao longo do tempo. Assim, faz-se necessário um estudo a respeito do fenômeno cíclico de carregamento, que são traduzidos em variação de tensão sobre o componente.

Posto que a fadiga opera segundo carregamentos cíclicos, um método de caracterização da curva de resistência a fadiga de materiais por meio de onda senoidal foi empregado. Atualmente, esta caracterização é bem aceita pela comunidade científica. Esse tipo de caracterização consiste na representação gráfica da tensão (eixo das ordenadas) *versus* o tempo ou número de ciclos (eixo das abscissas) a qual o material é submetido. A Figura 2-5 mostra uma curva típica para descrever os parâmetros de um carregamento cíclico com amplitude constante.

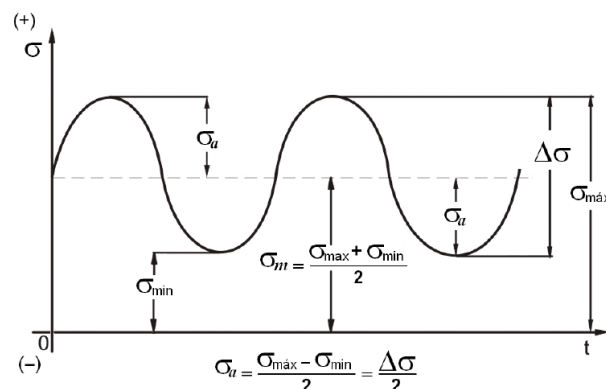


Figura 2-5. Parâmetros para descrever os ciclos de fadiga de amplitude constante (AIDA, 2010)

Da figura acima, observa-se a existência de alguns parâmetros que serão melhor trabalhados a seguir. O primeiro parâmetro a ser avaliado é a tensão máxima ($\sigma_{m\acute{a}x}$) e mínima ($\sigma_{m\acute{i}n}$); como o próprio nome já indica, estas duas tensões irão determinar qual é a tensão máxima e tensão mínima que o material experimentará durante a sua aplicação. Conhecendo estes dois parâmetros, dois outros podem ser calculados, ou seja, a tensão média (σ_m) e a tensão alternada (σ_a).

As tensões média e alternada podem ser calculadas pelas seguintes expressões, respectivamente:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad (1)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad (2)$$

Por último, descreve-se o intervalo de tensão ($\Delta\sigma$), que é numericamente igual a duas vezes o valor da amplitude de tensão.

Para NORTON (2013), as funções típicas de tensão-tempo experimentadas por máquinas rotativas com ciclos com amplitude de tensão constante podem ser divididas em três grupos menores, de forma a distinguir os ciclos de tensão alternado, repetido e pulsante.

A Figura 2-6 ilustra de forma gráfica o comportamento de cada um dos três tipos de ciclo com amplitude de tensão constante. Em seguida, uma breve descrição de cada um será realizada.

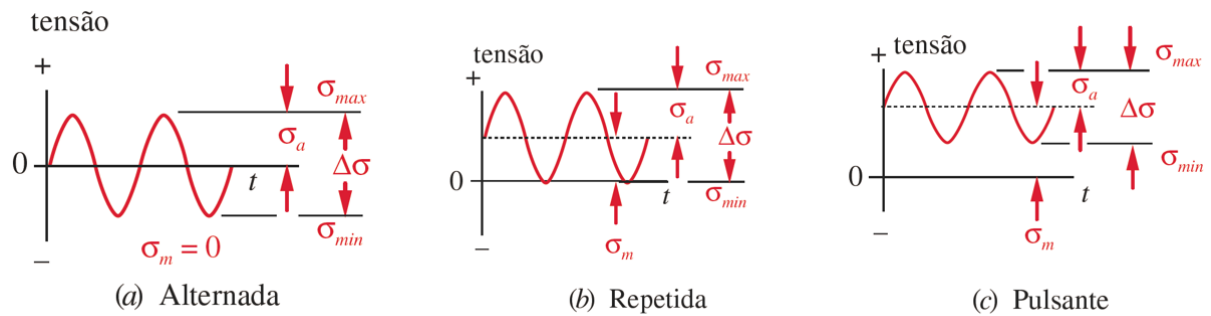


Figura 2-6. Descrição gráfica do ciclo com amplitude de tensão constante (NORTON, 2013, modificado)

De acordo com a Figura 2-6 (a), um ciclo com amplitude de tensão constante receberá a classificação de alternada quando o valor da tensão média (σ_m) for igual a zero, assim, obrigatoriamente haverá tensão positiva (tração) e negativa (compressão) durante o ciclo, bem como, também haverá uma fração de tempo em que a tensão será igual a zero. Ainda de acordo com a figura supracitada, a tensão repetida – Figura 2-6 (b) – ocorre quando o valor da tensão mínima é igual a zero, assim, o nível de tensão sobre o material irá variar entre um valor nulo até um valor positivo máximo. Por último, o caso mais geral, isto é, a tensão pulsante. Neste tipo de tensão, todas as componentes têm valor diferente de zero. Vale ressaltar que qualquer parcela da onda poderia estar em regime de compressão.

Os casos apresentados até aqui dizem respeito unicamente a casos em que a amplitude de tensão é constante, entretanto, observa-se que existem casos em que a amplitude não é constante. Esse tipo de comportamento recebe o nome de ciclo com amplitude de tensão variável. Como exemplo, a Figura 2-7 exhibe o comportamento para dois casos diferentes.

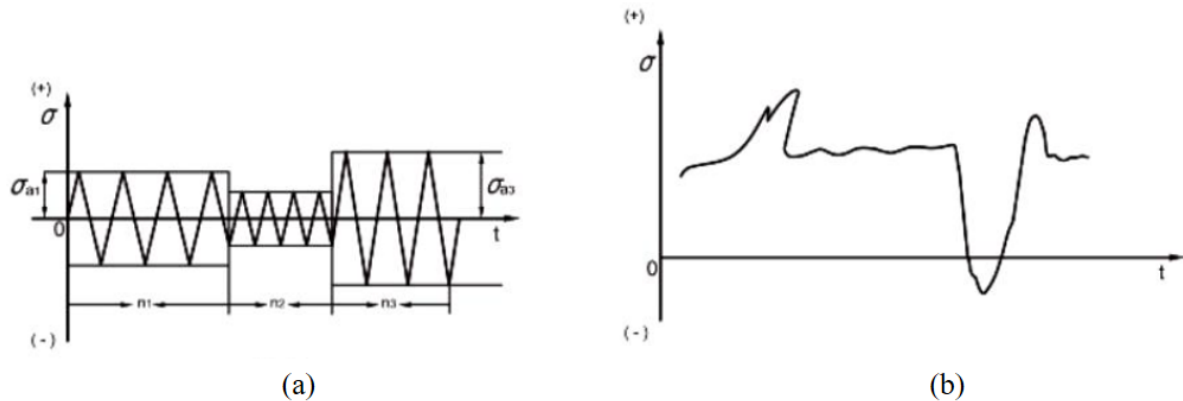


Figura 2-7. Ciclo com amplitude de tensão variável. (a): blocos; (b): aleatório (BRANCO *et al*, 1986, modificado)

Na figura, percebe o comportamento que varia em forma de blocos, que consiste em uma sucessão bem definida de ciclos de tensão. Desta forma, para cada bloco distinto haverá uma amplitude de tensão alternada, bem como, uma tensão média; muito semelhante ao caso em que a amplitude de tensão é constante. Existem ainda o caso em que o comportamento é completamente aleatório, não obedecendo a qualquer padrão.

2.4 MÉTODOS DE PREVISÃO DE VIDA EM FADIGA

Realizar um ensaio de resistência em componentes mecânicos para verificar se estão seguros contra a fadiga nem sempre é uma alternativa viável, por isso, normalmente os projetos levam em consideração critérios para evitar que a falha ocorra ou que permitam a operação em presença de falha dentro de limite de segurança (a falha existe no material, entretanto, o componente é substituído com muita antecedência antes da falha catastrófica).

Existem dois principais critérios para o projeto em fadiga, são eles:

- Projeto para vida segura;
- Projeto para falha segura

O primeiro critério (Projeto para vida segura) conta com dois métodos distintos, o Método S – N e o Método ϵ – N. Já o Projeto para falha segura conta com o Método da Mecânica da Fratura Linear Elástica (MFLE). Cada um destes métodos será apresentado mais adiante.

2.4.1 Regime da fadiga

A literatura define a existência de dois regimes de fadiga, o regime de Fadiga de Baixo – Ciclo (FBC) e o regime de Fadiga de Alto – Ciclo (FAC). Estes regimes foram elaborados com o objetivo de caracterizar o número de ciclos de tensão ou deformação ao qual se espera que uma peça seja submetida durante a sua vida em operação.

Não existe um número de ciclos definido que distinga em regime do outro, embora diversos autores tenham sugerido alguns números. Por exemplo, para DOWLING (1993), a Fadiga de Alto – Ciclo tem seu início por volta de 10^2 até 10^4 ciclos de tensão/deformação dependendo do material estudado. JUVINALL (1967), NORTON (2014) e SHIGLEY (1989) indicam que o valor apropriado seria igual a 10^3 ciclos, já MADAYAG (1969) sugere valores entre 10^3 até 10^4 .

2.4.2 Método Tensão *versus* Vida (S-N)

É o método mais antigo dos três citados e é frequentemente utilizado em aplicações que envolvem FAC. É um método que proporciona bons resultados quando a amplitude de oscilação é conhecida e consistentes ao longo da vida da peça.

O método é baseado na tensão, buscando determinar a resistência à fadiga e/ou o limite de fadiga para o material, de forma que as tensões cíclicas sejam mantidas abaixo deste nível. Em resumo, este método busca manter baixas as tensões locais nos entalhes, deste modo, o estágio de iniciação de trinca não irá começar. O método supõe que as tensões e deformações permaneçam no regime elástico, inibindo a possibilidade da ocorrência de escoamento local, o que resulta na não propagação de qualquer trinca.

O Método de Tensão *versus* Vida conta com um grande número de dados levantados referentes a resistência, pois é um método de fácil implementação e é utilizado há um grande período de tempo. Entretanto, é um método muito empírico e é sujeito a baixa precisão, principalmente em regimes de FBC.

2.4.3 Método Deformação *versus* Vida (ϵ - N)

Este método leva em consideração o fato de que a trinca só propaga caso haja escoamento do material, por isto, é um método aplicado com maior frequência em regimes de FBC e em problemas de vida finita, onde são esperadas tensões elevadas o suficiente para promover o escoamento local. O método complexo, sendo necessário o uso auxiliar de computadores para se encontrar uma solução.

2.4.4 Método da Mecânica da Fratura Linear Elástica (LEFM)

É um método que tem sua aplicação em regimes FBC e em problemas de vida finita. Por ser o melhor modelo para estágio de propagação de trinca do processo de fadiga, é bastante utilizado para prever o tempo de vida restante em peças trincadas durante o serviço. É uma abordagem que

frequentemente é utilizada em conjunto a Ensaios Não Destrutivos (END) em programas de inspeção periódicos de serviço, em estruturas grandes, como aeronaves. O método leva em consideração diversos parâmetros, entre eles, o tamanho da trinca existente. Nem sempre é possível verificar uma trinca em uma inspeção, assim, a aproximação consiste em assumir a existência de uma trinca menor do que a menor trinca detectável por instrumentos apropriados de medição.

2.5 FADIGA POR *FRETTING*

O contato entre superfícies é inevitável em qualquer montagem de componentes mecânicos sujeitos a vibrações. Inúmeros são os advenços produzidos pela engenharia mecânica que necessitam do contato entre superfícies sólidas para o seu funcionamento, pode-se rapidamente exemplificar as engrenagens, cames e outros mecanismos que através do contato mecânico garantem a funcionalidade da máquina. Embora na engenharia mecânica diversos elementos de máquinas sejam projetados levando em consideração os fenômenos que ocorrem durante o contato de duas superfícies, o estudo da mecânica do contato é muito complexo e de difícil compreensão.

A medida que superfícies atritam entre si, ocorre um fenômeno denominado fadiga por *fretting*. Segundo HENRIQUES, fenômeno de *fretting* foi primeiramente detectado por EDEN *et al.*, em 1911. Na época, Eden identificou que os corpos de provas utilizados possuíam trincas na região das garras de máquinas de fadiga. Mais tarde, TOMLINSON (1927), propôs que o deslocamento relativo entre os corpos provocava tensões tangenciais que deveriam coordenar o fenômeno de *fretting*. Em 1941, WARLOW – DAVIS (1941), observaram que componentes inicialmente submetidos a condição de *fretting* e posteriormente carregados sob esforços cíclicos tinham sua resistência a fadiga reduzida entre 13 e 17%. McDOWELL (1953) realizou ensaios comparativos entre corpos de prova submetidos a fadiga convencional e a fadiga por *fretting* e chegou à conclusão que os corpos submetido a esforços de *fretting* tinham sua resistência à fadiga reduzida em até 80%. A hipótese de que componentes presentes no ar da atmosfera poderiam influenciar na resistência à fadiga do material foi derrubada em 1965 por WATERHOUSE e ALLEY, onde um experimento realizado sob atmosfera inerte não influenciou a resistência à fadiga consideravelmente. NISHIKOA *et al.* (1968, 1969) detectou que havia uma faixa crítica de deslocamento tangencial que acelerava a fadiga por *fretting*. BRAMHALL (1973) observou que o efeito do tamanho do contato influenciava na vida à fadiga do material, no caso uma liga de alumínio. O experimento realizado por Brahmhall mantinha a tensão superficial constante, variando apenas o tamanho do contato. Contatos inferiores ao tamanho crítico não prejudicavam a vida da peça, sendo esta considerada infinita ($> 10^7$ ciclos). Entretanto, para contatos maiores que o tamanho crítico, a falha iria ocorrer. Posteriormente, diversos outros estudos foram realizados e foi detectado mesmo fenômeno para outros materiais.

Atualmente, o estudo de corpos sujeitos a fadiga por *fretting* é classificado em três abordagens (CIAVARELLA & DEMELIO, 2001)

- i. Abordagem de micro deslizamentos;
- ii. Abordagem baseada em mecânica da fratura.
- iii. Analogia com fadiga em entalhes.

O ponto onde se encontra o maior dano, obtido pela máxima tensão de cisalhamento em conjunto com o valor do micro deslocamento, é estudado pelo primeiro caso. No segundo caso é verificado o comportamento de uma trinca já iniciada, onde se observa o acarretamento ou não um de processo de falha. Já na terceira abordagem, é utilizada uma metodologia em analogia ao estudo de possíveis falhas perante a um concentrador de tensões, local propício ao aparecimento de trincas.

Para LINDLEY (1997), o fenômeno de *fretting* ocorre quando duas superfícies em contato estão sujeitas a forças tangenciais oscilatórias, gerando zonas de microdeslizamento. Dois fenômenos importantes podem surgir com o resultado da ação descrita:

- Desgaste por *fretting*: desgaste das superfícies em contato;
- Fadiga por *fretting*: início de trincas nas regiões danificadas reduzindo a resistência a fadiga de componentes carregados ciclicamente.

Desta forma, para que o *fretting* possa ocorrer são necessárias que duas superfícies estejam em contato e que estejam sujeitas a forças tangenciais oscilatórias, de modo que haja um microdeslizamento relativo entre os dois corpos. A Figura 2-8 mostra dois corpos cilíndricos em contato. Observando a figura, nota-se a existência de uma carga radial compressiva P que comprime os dois cilindros um contra o outro. Ao mesmo tempo, uma carga axial cíclica Q é aplicada em um dos fios. As cargas P e Q operam em conjunto, pois para que uma força tangencial oscilatória seja percebida no contato dos dois cilindros, é necessário que estes estejam em contato (efeito da carga radial compressiva P) e que haja um movimento axial relativo (efeito da carga axial cíclica Q) por parte de um dos corpos. A marca escura observada na figura corresponde a zona de contato gerada pelo fenômeno.

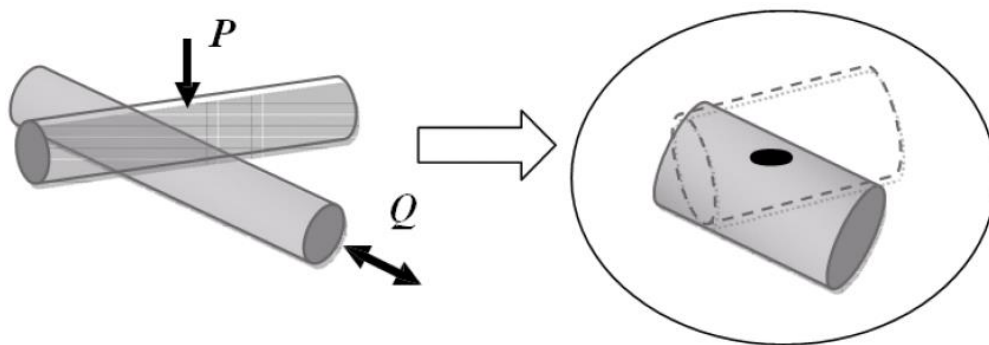


Figura 2-8. Configuração esquemática do problema de contato entre dois cilindros² (AIDA, 2010)

A respeito da zona de contato supracitada, estudos indicam a existência duas regiões distintas, conforme a Figura 2-9 apresenta.

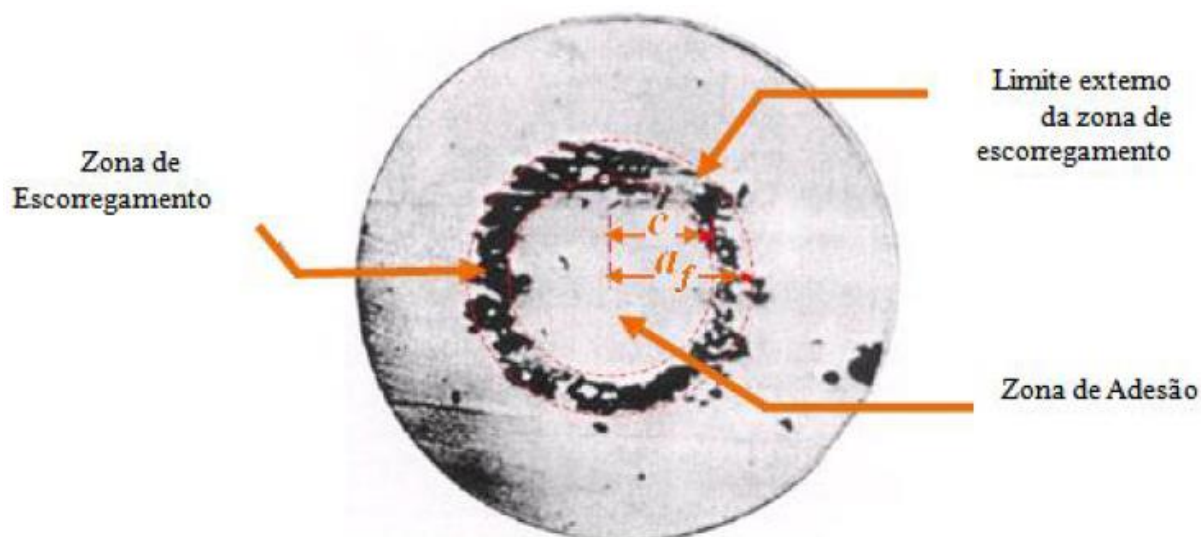


Figura 2-9. Imagem obtida como resultado de uma esfera submetida a contato com outra esfera sob ação de uma força tangencial $0 < Q < fP$ ³ (adaptado de DERESIEWCZ, 1974)

A primeira região identificada é a zona de escorregamento, com diâmetro de $2c$. A segunda região é a zona de adesão, que é o anel limitada pelas circunferências de diâmetro $2a_f$ e $2c$. As características destas duas regiões dependem dos valores de carga P e Q empregados. Os regimes de *fretting* são descritos de acordo com a aparição destas zonas.

Três regimes são definidos:

- Regime de Escorregamento Parcial (*PSR – Partial Slip Regime*), que é caracterizado por um *loop* fechado de *fretting* elíptico (Figura 2-10 a);

² Equivalente a dois fios de camadas distintas no cabo condutor de energia

³ Carga tangencial (Q) se encontra no intervalo entre zero e a carga tangencial induzida pela força de compressão P , que é associada ao valor do coeficiente de atrito f

- Regime de Escorregamento Total (*GSR – Gross Slip Regime*), caracterizado por um *loop* fechado de *fretting* com destruição quadrática (Figura 2-10 b);
- Regime Misto de *Fretting* (*MFR – Mixed Fretting Regime*), caracterizado pela presença dos dois regimes anteriormente apresentados.

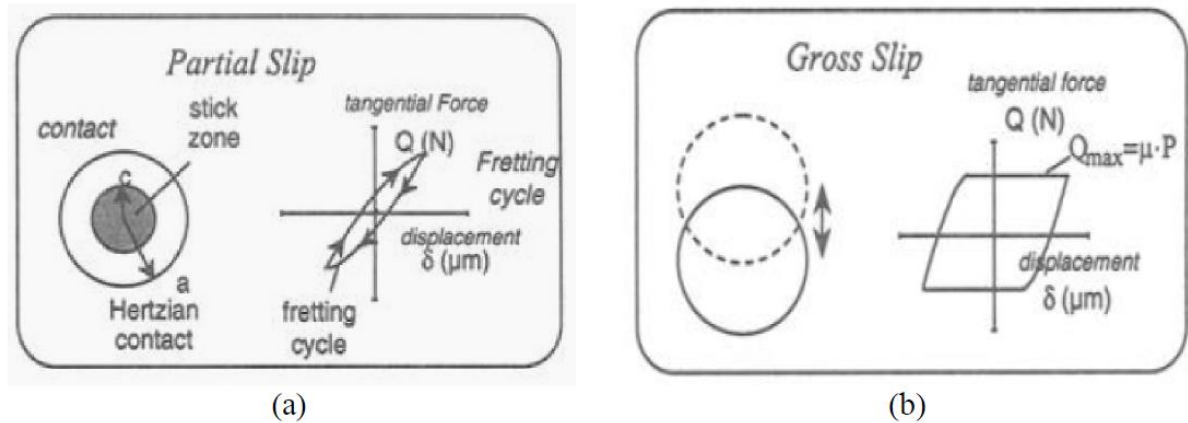


Figura 2-10. Carregamentos cíclicos nas zonas típicas de *fretting* (WATERHOUSE em MUTOH, 2001)

A Figura 2-11 ilustra o perfil de tensões gerado na região de contato de duas esferas para três casos distintos. Na figura, observa-se dois casos opostos, o primeiro onde há total adesão ($Q = 0$) no contato e o segundo onde há o escorregamento total ($Q \geq fP$) das superfícies. O terceiro é um caso intermediário aos dois já comentados.

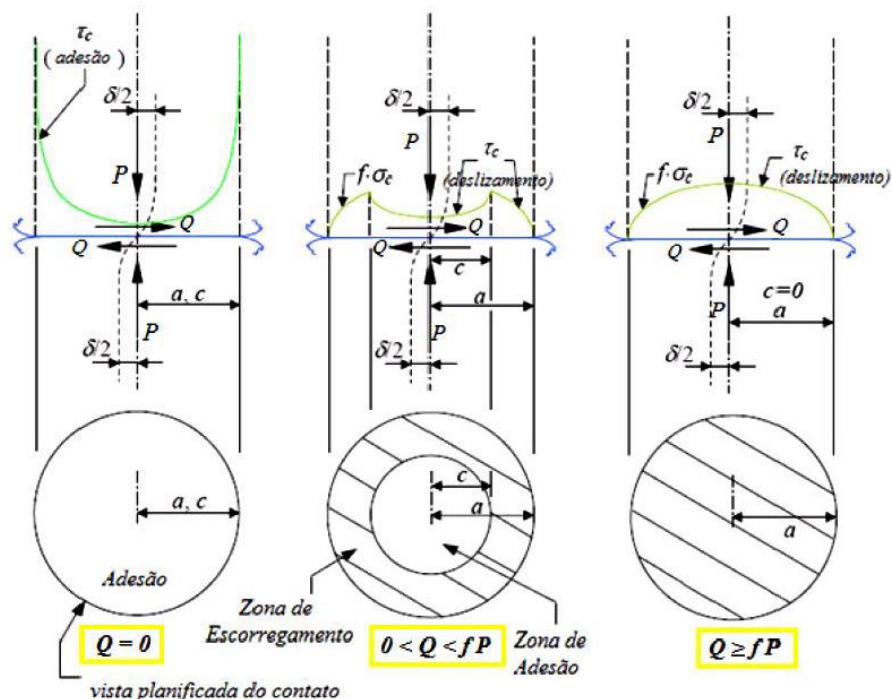


Figura 2-11. Perfil de tensões gerado no contato entre duas superfícies esféricas (adaptado de GREEN, 2001)

É importante perceber como o comportamento do perfil de tensões varia entre o caso de adesão total para escorregamento total, ou seja, a severidade do dano causado pelo *fretting* depende da ordem de grandeza das forças P e Q aplicadas.

2.6 FADIGA EM CABOS CONDUTORES

2.6.1 Introdução

Sabe-se que a maior causa de falhas em cabos condutores aéreos é causada por efeitos do vento. A ação do vento sobre o condutor induz movimentos oscilatórios sobre este o que ocasiona o fenômeno de fadiga. A ruptura do cabo tem início próximas entre o contato do cabo e outras ferragens de fixação, tais como grampos de suspensão, espaçadores, sinalizadores e amortecedores (CIGRE, 1985).

A vibração induzida nos condutores pode ter as mais diversas origens, dependendo da velocidade do vento, ângulo de incidência do vento no cabo, a carga de esticamento, tipo de cabo e o vão livre. A vibração nos cabos pode acontecer mesmo nos casos em que os condutores são submetidos a ventos de baixa velocidade, de forma que se a frequência de vibração induzida sobre o cabo for igual à sua frequência natural, haverá um progressivo acúmulo de energia do movimento oscilatório que pode aumentar a amplitude de vibração. Portanto, verifica-se a necessidade de se amortecer as vibrações nos condutores, sob o risco de se atingir níveis críticos que podem ocasionar a ruptura do cabo condutor ou até mesmo, danos na estrutura de suporte da rede de transmissão elétrica.

2.6.2 Tipos de vibrações em linhas aéreas de transmissão de energia

A vibração em cabos condutores de energia é considerada como um dos principais agentes que promovem a falha mecânicas nestes componentes. Sabe-se que a vida útil de um cabo condutor está relacionada com a ocorrência de vibrações induzidas sobre o cabo, bem como o nível de sua amplitude desta vibração. Posto que ainda não se conhece uma maneira ou modelo de se prever com exatidão o comportamento vibratório dos cabos, algumas limitações são transferidas ao projeto da linha de transmissão, como por exemplo, a carga de tração dos cabos e o comprimento dos vãos entre torres (EPRI, 1979).

A vibração que ocorre sobre os condutores é em sua maioria das vezes provocada pela força do vento, sendo que três ocorrências distintas podem acontecer a partir da excitação eólica (HENRIQUES, 2006). São elas:

- Vibração eólica;
- Oscilação de sub-vão;
- Galope do condutor.

A vibração eólica é caracterizada por movimentos de pequena amplitude e elevada frequência, o que dificulta a sua detecção. Geralmente, a vibração eólica ocorre em terrenos planos ou levemente ondulados, onde haja a ocorrência de ventos com velocidades entre $0,8 \text{ m/s}$ e 8 m/s . A frequência de vibração pode variar entre 3 Hz até 150 Hz , já a amplitude de oscilação fica restrita a faixas próximas a um diâmetro do condutor (VERMA, 2002). Além de ocorrer com maior frequência, a vibração eólica também é perigosa, de forma que o projeto de linhas de transmissão leve em consideração a sua existência.

A oscilação de sub-vão ocorre quando os condutores são expostos a ventos laterais com velocidade entre 4 m/s a 18 m/s e ocorrem quando da presença de um condutor na esteira de outro a barlavento (lado onde sopra o vento). A frequência de vibração pode ser considerada baixa (entre $0,2$ a 10 Hz). Devido as forças aerodinâmicas existentes sobre o condutor, este descreve órbitas elípticas, de modo que a amplitude de vibração alcance valores de até 20 diâmetros do condutor.

O galope do condutor ocorre na existência de ventos fortes, normalmente entre 7 m/s e 18 m/s . A frequência de oscilação é baixa ($0,1$ a 3 Hz), mas a amplitude é elevada (de 5 a 300 diâmetros do condutor), o que pode ocasionar uma sobre carga tanto nos condutores quanto na estrutura. Esse tipo de movimento oscilatório acontece devido ao acúmulo de gelo sobre os condutores, de forma que a camada de gelo altere as propriedades aerodinâmicas do cabo, por este motivo, não há registro da ocorrência de galope do condutor no Brasil.

Um quadro resumo sobre as características de cada movimento de vibração gerado por ação do vento pode ser consultado na Tabela 2-1.

Tabela 2-1. Movimentos induzidos pelo vento [FURTADO, 2001]

Características	Vibração eólica	Galope	Oscilação de sub-vão
Tipo de linha de transmissão afetada	Todas	Todas	Cabos geminados
Faixa de frequência	3 a 150 Hz	0,08 a 3 Hz	0,15 a 10 Hz
Faixa de amplitude (em relação ao diâmetro do condutor)	0,01 a 1	5 a 300	Modo corpo rígido: 0,5 a 80 Modo de sub-vão: 0,5 a 20
Condições ambientais que favorecem			
Tipo de vento	Laminar	Laminar	Laminar
Velocidade do vento	1 a 7 m/s	7 a 18 m/s	4 a 18 m/s
Superfície do cabo	Nua ou com gelo uniforme	Gelo assimétrico	Nua, seca

Condições de projeto que influenciam	Tensão de esticamento, autoamortecimento dos cabos, uso de amortecedores, armaduras	Razão da frequência natural vertical para a de torção, catenária e condições de suporte	Separação dos subcondutores, torção do feixe, arranjo dos subcondutores, distância entre espaçadores
Danos			
Tempo aproximado para ocorrência	2 meses a mais de 20 anos	1 a 48 horas	1 mês a mais de 8 anos
Causas diretas	Falha devido a fadiga	Altas cargas dinâmicas	Impacto de condutores. Abrasão, desgaste acelerado de ferragens
Componentes mais afetados	Cabos condutores e pára-raios	Condutores, ferragens, isoladores e estrutura	Ferragens de suspensão, espaçadores, amortecedores e cabos

2.6.3 *Fretting* em cabos condutores

Como visto na seção anterior, o vento provoca oscilações de alta frequência e baixa amplitude nos cabos condutores, estas oscilações podem provocar a fadiga do material, que resulta em ruptura dos cabos condutores. Estas vibrações geralmente ocorrem em regiões de vãos grandes, comumente encontrados em travessias de grandes rios, por onde o vale do rio guia o fluxo de ar através da linha. O fenômeno também é encontrado em trechos de linha em travessia plana.

Ainda sobre as vibrações eólicas citadas anteriormente, sabe-se que o movimento oscilatório sobre o cabo provoca o aparecimento e crescimento de trincas nos fios que constituem o cabo. Estas trincas são originadas pelo processo de *fretting* e do carregamento cíclico do cabo. Como dito, o surgimento e propagação das trincas é mais frequente nos pontos de fixação do cabo, como grampos de suspensão.

Em cabos condutores, os danos causados pela fadiga por *fretting* acontecem quando dois fios em contato estão sujeitos a um esforço de compressão normal a eles e, ao mesmo tempo, os fios estão sujeitos a um movimento relativo oscilatório devido ao carregamento cíclico gerado pela excitação eólica. O dano causado pelo *fretting* é observado como marcas elípticas na superfície dos fios, produzindo um pó residual. Este pó residual possui uma cor escura (Figura 2-12) e é constituído em sua grande parte da oxidação do alumínio (óxido de alumínio - Al_3O_2) gerado pela condição atmosférica que o condutor está sujeito. Dependendo das condições do carregamento axial, a condição de desgaste por *fretting* pode originar o fenômeno de fadiga por *fretting* (LINDELY, 1997).



Figura 2-12. Exemplo de dano em cabo: setas brancas indicam as marcas elípticas; círculos brancos indicam os fios rompidos (BONIARDI, 2007)

De acordo com (6), a fadiga por *fretting* é influenciada por diversos parâmetros, como a amplitude de oscilação do movimento, o valor e a distribuição da força de contato, o tipo de material, a condição de contato das superfícies, forças de atrito e as tensões nas proximidades da superfície, a frequência de oscilação, lubrificação, temperatura e condições do meio ambiente. Assim, são previstos três sistemas distintos de fadiga/desgaste por *fretting*. O primeiro é o regime de aderência (*stick regime*) que ocorre quando a pressão de contato é elevada e os escorregamentos muito pequenos, de forma que o desgaste seja pequeno e um grande número de ciclos sejam necessários para originar uma trinca. Nos cabos condutores este fenômeno é mais observado nas regiões que ficam presas dentro do grampo. O regime de escorregamento (*slip regime*) é o segundo a ser discutido. Este regime ocorre quando a força de contato é baixa, mas a amplitude de escorregamento é grande, gerando uma zona de desgaste acentuada, mas a nucleação de trincas é pouco provável. Observa-se este regime em cabos condutores nas porções mais afastadas dos grampos. O terceiro e último regime é o regime misto (*mixed regime*), que é um regime intermediário entre os dois anteriormente descritos. Este é o regime mais crítico para iniciação precoce de trincas, podendo ser observadas trincas de pequeno tamanho ($100\ \mu\text{m}$) após um número pequeno de ciclos.

Diversos são os fatores que vem a influenciar a ocorrência e severidade da fadiga por *fretting* em cabos condutores. Deste, destaca-se: (i) se a amplitude de flexão do cabo for muito grande, a vida operacional do cabo diminuirá, pois, o número de regiões sob escorregamento aumenta, acelerando os danos causados pelo contato de superfícies; (ii) o tipo de grampo altera o modo em que é efetivado o contato com o condutor, sujeitando este último a diferentes tipos de carregamento e consequentemente, diferentes sistemas de fadiga por *fretting* (AZEVEDO, *et al* (2002)); (iii) de acordo com estudo, a tensão aplicada nos condutores parece ter um efeito reduzido sobre a fadiga por *fretting* quando o seu valor fica compreendido entre 15% a 40% da resistência a tração do cabo (BONIARDI, *et al* (2007)); (iv) a vida operacional de um cabo condutor é influenciada pela sua lubrificação. A lubrificação age de forma a reduzir a oxidação dos fios de alumínio, reduzindo a quantidade de óxido de alumínio produzida. Desta forma, a lubrificação é uma ferramenta útil para diminuir o efeito de fadiga por *fretting*

em cabos condutores, principalmente nas regiões onde o escorregamento é a principal causa provocadora de iniciação de trincas precoces (ZHOU, *et al* (1995))

Um cabo condutor é formado por um fio central. A partir deste fio, são dispostos grupos de fios em torno ao fio central, construindo camadas concêntricas. As camadas são torcidas helicoidalmente, em direções opostas a cada camada (ver imagem esquerda da Figura 2-13).

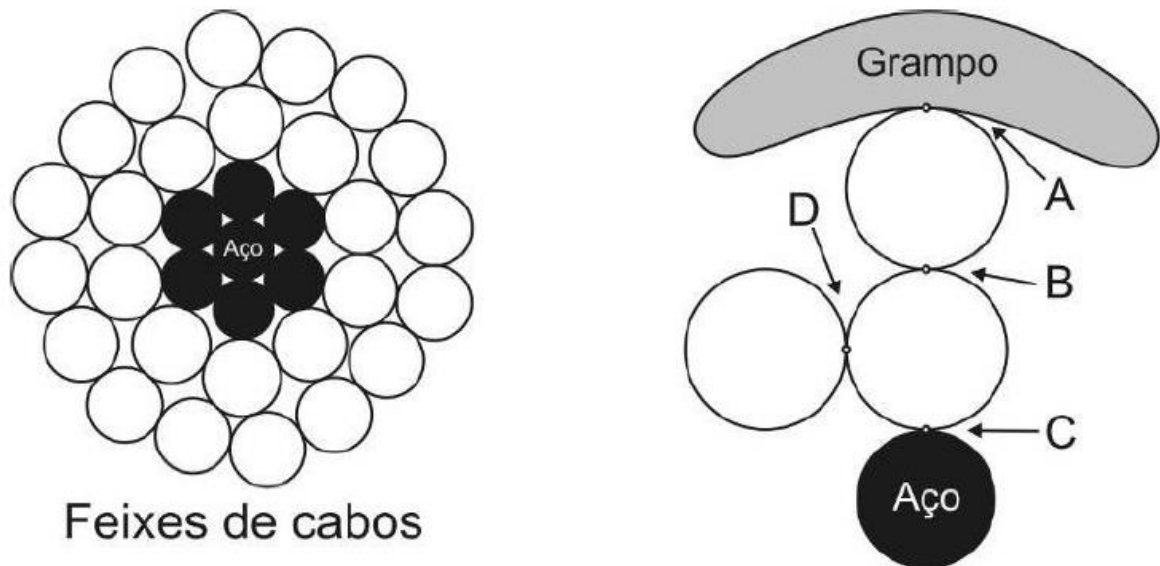


Figura 2-13. Configuração do cabo Grosbeak e superfície de contato dentro do grampo (BELLORIO, 2009)

Três modos de contato são responsáveis por ocasionar a fadiga por *fretting*, dependendo da condição de carregamento a qual o condutor está submetido. A imagem à direita, na Figura 2-13 indica esses três modos de contato. O primeiro é indicado pela letra A, que caracteriza o contato da superfície do grampo com os fios da camada mais externa do cabo. O segundo é indicado pelas letras B e D, que indicam o contato entre fio/fio. E por último, o contato entre o fio de alumínio e o fio de aço, indicado pela letra C. Como já é conhecido, a oxidação do alumínio gera o óxido de alumínio (Al_2O_3), que é facilmente retirado da superfície do metal e apresenta elevado grau de dureza. O movimento oscilatório devido as excitações eólicas em conjunto ao contato com os fios de alumínio provoca o desprendimento do óxido de alumínio da superfície do fio, acelerando o seu processo de desgaste.

A Figura 2-14 representa a imagem de um dos fios rompidos em um condutor de alumínio puro (CA), que veio a falhar após seis meses de operação. Na figura, verifica-se a existência de uma marca de *fretting* (indicado pela seta branca) que dá origem a trinca. As marcas de praia revelam que o crescimento da falha ocorreu a partir da marca de *fretting*. Além disto, as marcas de praia se propagaram se afastando (indicado pelas setas pretas) da marca até que houve uma ruptura de toda seção restante (região mais a direita do fio, onde não há existência de marcas de praia), devido a carga trativa a qual o cabo é submetido (AIDA, 2010)

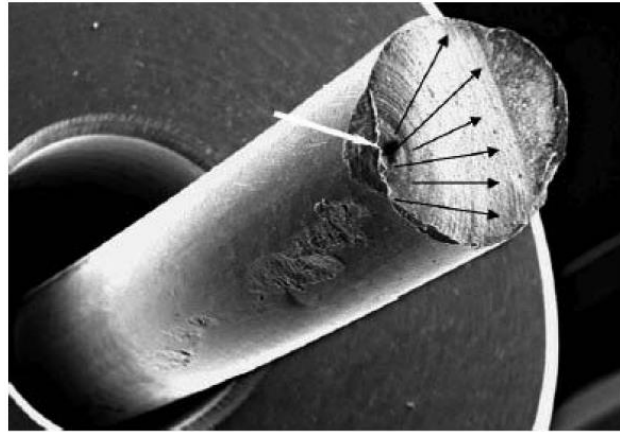


Figura 2-14. Ilustração do mecanismo de falha de fadiga por fretting. (BONIARDI, 2007)

Ainda de acordo com AIDA (2010), a carga de esticamento aplicada altera o perfil do contato entre os fios e destes com o grampo, gerando diversas zonas de *fretting*, nucleação e crescimento de múltiplas trincas no mesmo fio. Além disso, a carga trativa colabora para o avanço das trincas, já que existe tendência de arranchamento do material

3 APRESENTAÇÃO DA MÁQUINA E DO DISPOSITIVO

Conforme foi discutido no capítulo passado, para que o *fretting* em fios de cabos condutores ocorra, é necessário que exista uma carga de compressão entre estes fios, bem como, faz-se necessário a aplicação cíclica de deslocamento relativo de baixa amplitude. Desta forma, o conjunto máquina MTS e dispositivo de fadiga por *fretting* devem operar de modo a atender esta demanda. A disposição dos fios na máquina de ensaio será conforme apresentada na Figura 3-1.

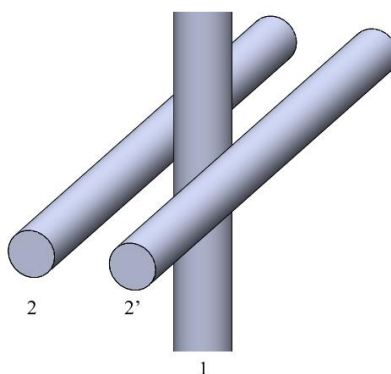


Figura 3-1. Configuração⁴ de posicionamento dos fios na máquina de ensaio.

Desta forma, tanto o deslocamento cíclico de microdeslizamento quanto a carga de compressão dos fios devem ser aplicadas nos fios mostrados na figura acima. A Figura 3-2 ilustra estas duas condições aplicadas aos fios.

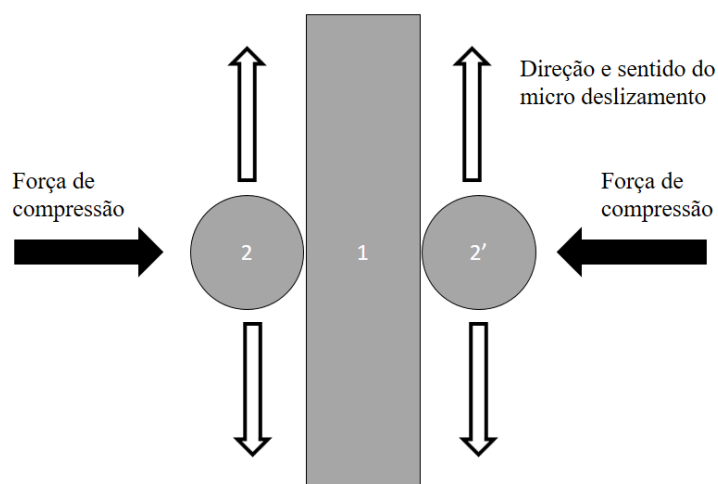


Figura 3-2. Esquema de funcionamento e movimentação dos fios posicionados na máquina de ensaio

Na máquina de ensaio (conjunto da máquina MTS e o dispositivo de fadiga por *fretting*), o *fretting* será induzido a partir destas duas condições necessárias separadamente, ou seja, determinados

⁴ Na figura, os fios estão em contato em uma posição perpendicular, entretanto, o dispositivo permite alteração neste ângulo.

componentes da máquina serão responsáveis pelo movimento relativo cíclico de microdeslizamento e outros componentes serão responsáveis por aplicar a carga de compressão aos fios. Assim, o conjunto destas operações deve resultar na fadiga por *fretting* nos fios ensaiados. Cada um destes componentes será discutido em seções seguintes deste capítulo, reforçando a funcionalidade de cada um dos componentes.

3.1 DESCRIÇÃO DA MÁQUINA MTS

A máquina de ensaio utilizada será fornecida pela MTS – System Corporation, sendo esta máquina customizada a partir do modelo conceito MTS 322.21 Load Unit. Antes da customização ser apresentada, uma breve descrição sobre o modelo MTS 322.21 Load Unit será realizado.

3.1.1 MST 322.21 Load Unit

O modelo 322.21 é uma máquina de teste para materiais, possuem uma estrutura padrão de fábrica, podendo ser adicionados componentes para a adequação do teste que o cliente deseja realizar. Os componentes podem ser partes adicionais a máquina, como barras móveis pneumáticas e módulos de controle. As máquinas são desenvolvidas para os mais diversos testes, como tração, compressão, fadiga e fratura. Dependendo de cada teste, a forma de fixar o corpo de prova pode variar, bem como outros componentes estruturais.

De forma geral, a máquina contém os componentes apresentados na Figura 3-3 e a descrição dos mesmos será feita na tabela seguinte.

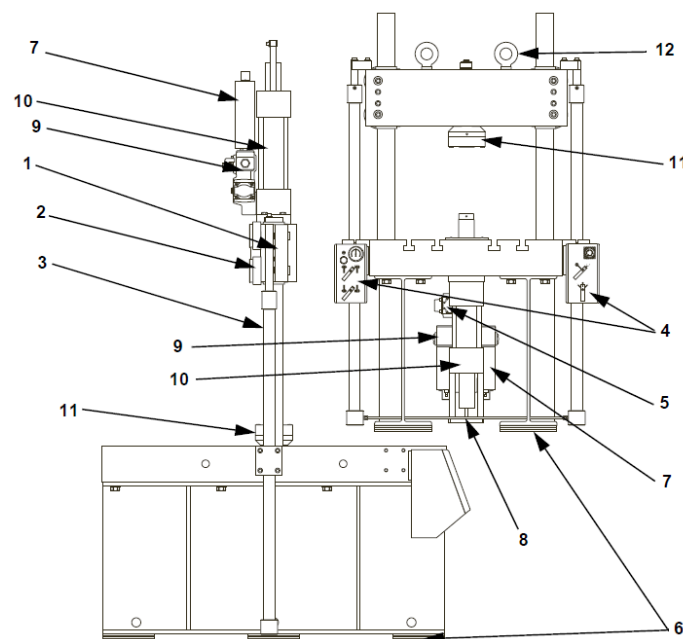


Figura 3-3. Descrição geral dos componentes da máquina de ensaio (MTS System Corporation)

Tabela 3-1. Número, nome e descrição dos componentes da máquina MTS 322.21 (dados retirados do catálogo da máquina).

Item	Componente	Descrição
1	Trave móvel	Move-se para cima e para baixo sobre a coluna para acomodar corpos de prova de diferentes tamanhos. (Por recomendações técnicas, a posição da trave não de ser alterada, apesar dela ser móvel.)
2	Trava da trave móvel	Mecanismo que prende a barra móvel à coluna. O travamento ocorre através de mecanismos hidráulicos
3	Elevador da trave móvel	Movem a barra móvel para cima ou para baixo, para que corpos de prova seja corretamente acomodado na máquina. São comandados por atuadores hidráulicos.
4	Painel de controle	Diversos comandos podem ser instalados, sendo que apenas a parada de emergência é comum em todas as máquinas.
5	Válvula	Controla tanto o fluxo quanto a direção do fluido que entra nos atuadores. É responsável pelo controle da velocidade em que o atuador se move.
6	Calço isolante	Amortece a frequência natural para 20 Hz, podendo ser utilizado calços inflados com ar, que reduzem a frequência natural para 2 Hz.
7	Acumuladores	Reservatório hidráulico que armazena o óleo sob alta pressão para melhor a resposta do atuador com o tempo.
8	LVDT	O Linear Variable displacement transducer (Transdutor de deslocamento linear variável) mede o deslocamento do atuador.
9	Distribuidor	Opera como junção entre a unidade de potência hidráulica, acumuladores, válvulas e atuadores. O distribuidor alimenta o circuito hidráulico que conecta os componentes móveis.
10	Atuador linear	Aplica força axial ao corpo de prova.

11	Transdutor de força	Mede a força atuante sobre o corpo de prova
12	Anéis de içamento	Permite o levantamento ou suspensão de toda a unidade

Os componentes listados acima são encontrados na MTS 322.21. A geometria da máquina pode ser analisada na Figura 3-4 com auxílio da Tabela 3-2.

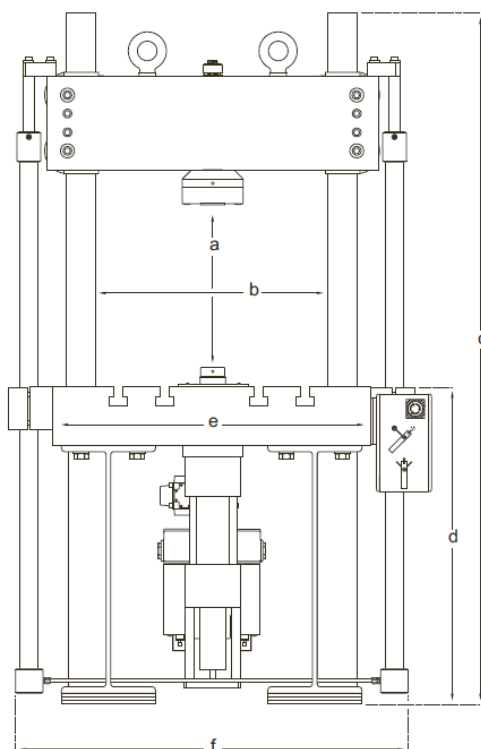


Figura 3-4. Figura com as principais dimensões da máquina de ensaio (MTS - System Corporation)

Tabela 3-2. Dimensões originais para a MTS 322.21 (MTS System Corporation)

Parâmetro	Dimensão
Capacidade de carga para fadiga	100 kN (22 kip)
a – tamanho máximo para o corpo de prova	1270 mm (50,0 in)
b – largura entre colunas	533 mm (21,0 in)
c – altura (com as colunas originais)	2489 mm (98 in)
d – altura da mesa	838 mm (33,0 in)

e – largura da mesa (sem atuadores)	711 mm (28.0 in)
f - largura da máquina com atuadores	864 mm (34,0 in)
Profundidade (não mostrada)	1000 mm (40,0 in)
Peso (peso típico, variará com a inclusão de mais componentes)	1370 kg (3000 lb)

3.1.2 Máquina customizada

A máquina até aqui apresentada é fornecida desta maneira pelo fabricante. Entretanto, para o fim do ensaio de *fretting*, algumas modificações devem ser feitas. A MTS possibilita a customização de suas máquinas para atender as necessidades dos seus clientes, e para este caso, uma customização foi solicitada, conforme a lista abaixo:

1. A máquina é baseada na MTS 322.21 com a adição de uma trave intermediária para suportar o dispositivo de fadiga por *fretting*.
2. A base da máquina possui uma mesa que permite a instalação de atuadores (25 kN) para aplicar a fadiga no corpo de prova, utilizando duas células de carga e uma garra em cunha hidráulica 647.02
3. A trave intermediária deve acomodar célula de carga e garra em cunha 647.02 montadas para baixo para teste de fadiga no corpo de prova.
4. A trave superior deve acomodar um atuador de 15 kN para excitar o mecanismo de *fretting*.
5. A trave superior e a trave intermediária devem ser conectadas por estruturas rígidas para manter a distância entre elas fixa.
6. O cliente providencia o dispositivo de fadiga por *fretting* para ser montado junto ao sistema de teste, respeitando as limitações da máquina.

Assim, a máquina customizada terá os seguintes componentes e aspectos (ver Figura 3-5 e Tabela 3-3).

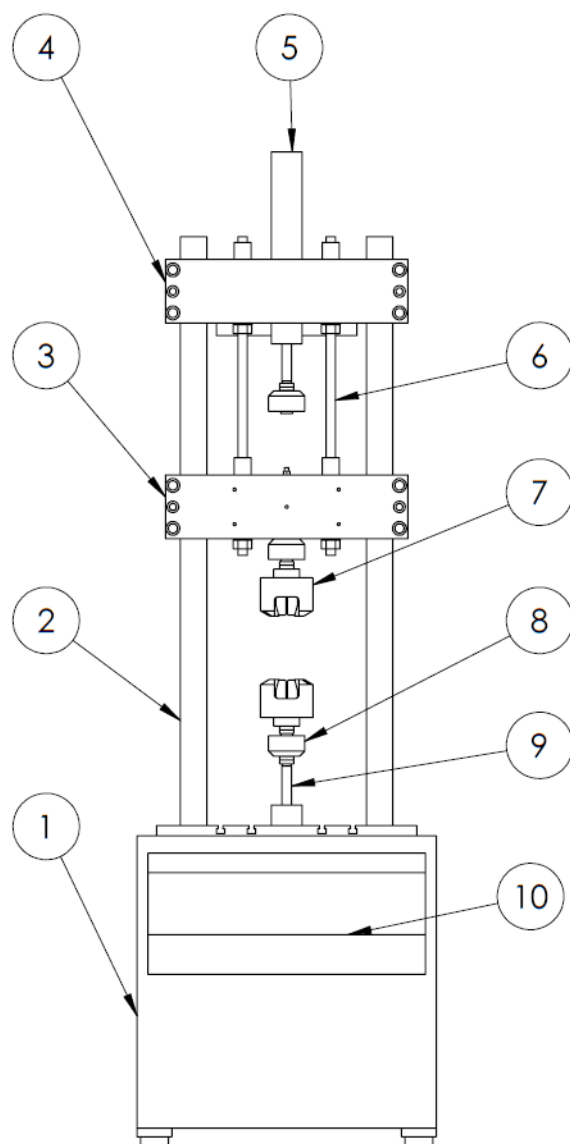


Figura 3-5. Máquina MTS customizada.

Tabela 3-3. Componentes da Figura 3-5.

Numeração	Nome
1	Carcaça da máquina
2	Coluna de sustentação
3	Trave inferior
4	Trave superior
5	Atuador superior
6	Coluna de sustentação das traves
7	Garras hidráulicas
8	Célula de carga
9	Haste do atuador inferior
10	Painel de controle

Na Figura 3-5, merece destaque o item 5, que será o atuador responsável por sustentar e movimentar todo o dispositivo projetado, sendo ele a fonte de movimentação cíclica de microdeslizamento nos fios.

Ganha destaque também o item 7, que são as garras hidráulicas que fixarão o fio vertical (fio 1 na Figura 3-1).

3.2 DESCRIÇÃO DO DISPOSITIVO

Como será visto no capítulo seguinte, o dispositivo desenvolvido neste trabalho concorre com um outro dispositivo já em processo de fabricação com o mesmo propósito. A intenção de se construir dois dispositivos concorrentes é avaliar qual das duas propostas retorna melhores resultados para o problema em questão.

Posto que existe um outro dispositivo em construção, existe a necessidade de se aproveitar a maior número de componentes possíveis sem comprometer o funcionamento de nenhum dos dispositivos, desta forma, serão apresentados os componentes comuns a ambos os dispositivos.

A Figura 3-6 a seguir, ilustra todos os componentes comuns aos dois dispositivos. A numeração pode ser conferida na Tabela 3-4.

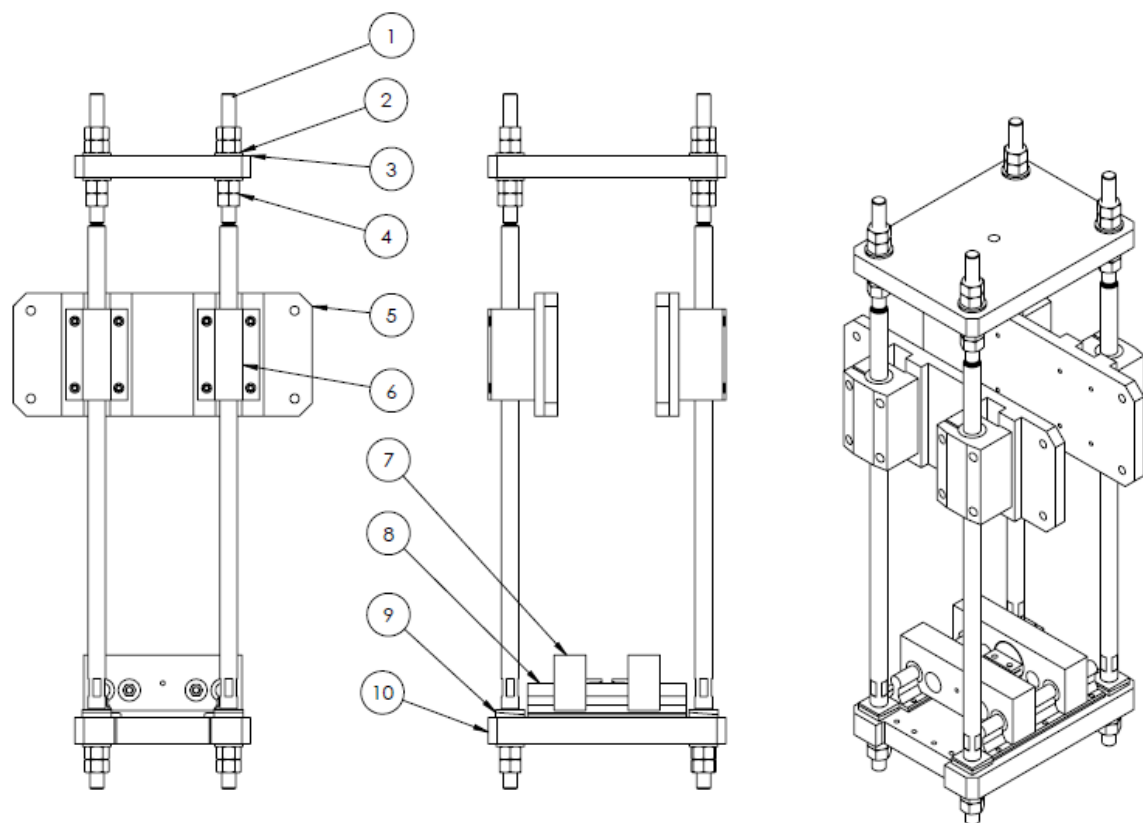


Figura 3-6. Figura de componentes comuns aos dispositivos.

Tabela 3-4. Tabela de componentes comuns aos dispositivos.

Numeração	Nome
1	Coluna do dispositivo
2	Arruela M16

3	Placa superior
4	Porca H-M16
5	Suporte intermediário
6	Suporte linear fechado
7	Mesa deslizante
8	Trilho
9	Arruela – cunha
10	Placa inferior

Cada um dos componentes apresentados na Figura 3-6 e na Tabela 3-4 será apresentado e discutido nas subseções que seguem.

Os fios transversais a serem ensaiados habitarão a região entre as duas mesas deslizantes (número 7), ao passo que o fio vertical será fixado aos atuadores hidráulicos da máquina MTS (item 7 da Figura 3-5). Como mencionado, para indução de *fretting*, um grupo específico de componentes do dispositivo irão efetuar o microdeslizamento e outro grupo irá comprimir os fios. Da Figura 3-6 (salvo os itens 7 e 8), todos os componentes tem como objetivo promover o microdeslizamento dos fios.

O microdeslizamento ocorrerá pelo deslocamento vertical do dispositivo, já que este será fixo ao atuador da máquina MTS (item 5 da Figura 3-5) através da placa superior do dispositivo (item 3), sendo livre para percorrer toda a direção vertical, graças aos suportes lineares fechados (item 6). Estes últimos são fixados ao suporte intermediário, componente aparafusado à máquina MTS. Assim, as quatro colunas do dispositivo (item 1) podem percorrer livremente dentro do suporte linear fechado, guiando o percurso do dispositivo e evitando movimentos laterais. Já a carga de compressão dos fios será responsabilidade dos componentes 7 e 8 (mesa deslizante e trilho, respectivamente). Neste trabalho são trabalhadas duas soluções para comprimir os fios transversais, desta forma, um capítulo destinado a este assunto será apresentado mais adiante.

As particularidades de cada um destes componentes são discutidas das seções que seguem.

3.2.1 Coluna do dispositivo

As colunas têm diâmetro nominal de 20 mm, rosca M16 nas suas extremidades e 790 mm de comprimento. O dispositivo conta com quatro colunas como esta. Sua dimensão pode ser conferida na Figura 3-7.

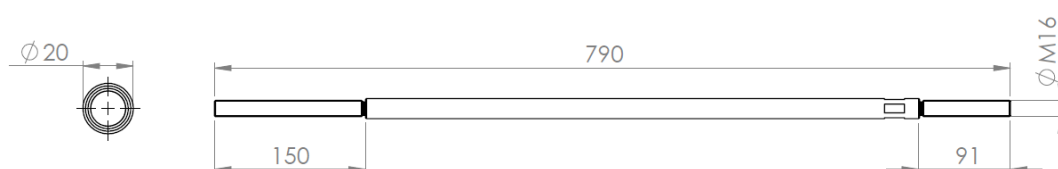


Figura 3-7. Coluna do dispositivo.

3.2.2 Arruela M16

O dispositivo contará com 12 arruelas M16, cujo as dimensões comerciais podem ser avaliadas na Figura 3-8.

Diâmetro Nominal	d1 (diâmetro interno)		d2 (diâmetro externo)		h (espessura)	
	Min.	Máx.	Min.	Máx.	Min.	Máx.
M2	2,20	2,34	4,70	5,00	0,25	0,35
M2,5	2,70	2,84	5,70	6,00	0,45	0,55
M 3	3,20	3,38	6,64	7,00	0,45	0,55
M 4	4,30	4,48	8,64	9,00	0,70	0,90
M 5	5,30	5,48	9,64	10,00	0,90	1,10
M 6	6,40	6,62	12,14	12,50	1,40	1,80
M 8	8,40	8,62	16,64	17,00	1,40	1,80
M 10	10,50	10,77	20,64	21,00	1,80	2,20
M 12	13,00	13,27	23,48	24,00	2,30	2,70
M 14	15,00	15,27	27,48	28,00	2,30	2,70
M 16	17,00	17,27	29,48	30,00	2,70	3,30
M 18	19,00	19,27	33,48	34,00	2,70	3,30
M 20	21,00	21,33	36,38	37,00	2,70	3,30
M 22	23,00	23,33	38,38	39,00	2,70	3,30
M 24	25,00	25,33	43,38	44,00	3,70	4,30
M 27	28,00	28,33	49,38	50,00	3,70	4,30
M 30	31,00	31,39	55,26	56,00	3,70	4,30
M 33	34,00	34,62	59,26	60,00	4,40	5,60
M 36	37,00	37,62	64,80	66,00	4,40	5,60

Figura 3-8. Dimensão comercial de arruelas lisas.

3.2.3 Placa superior

A placa superior será o elemento que fará a ligação das quatro colunas ao atuador hidráulico localizado na parte superior da máquina MTS, será construída a partir de uma chapa de aço SAE 1020 de 200x270 mm, com 25 mm de espessura (ver Figura 3-9).

Na placa são encontrados quatro furos (a), por onde passam as quatro colunas do dispositivo. O furo (c) é destinado para a fixação do dispositivo de *fretting* ao atuador hidráulico superior. Por fim, os furos (b) foram usinados para fixar dois ganchos que devem ser utilizados para manipular ou transportar o dispositivo montado.

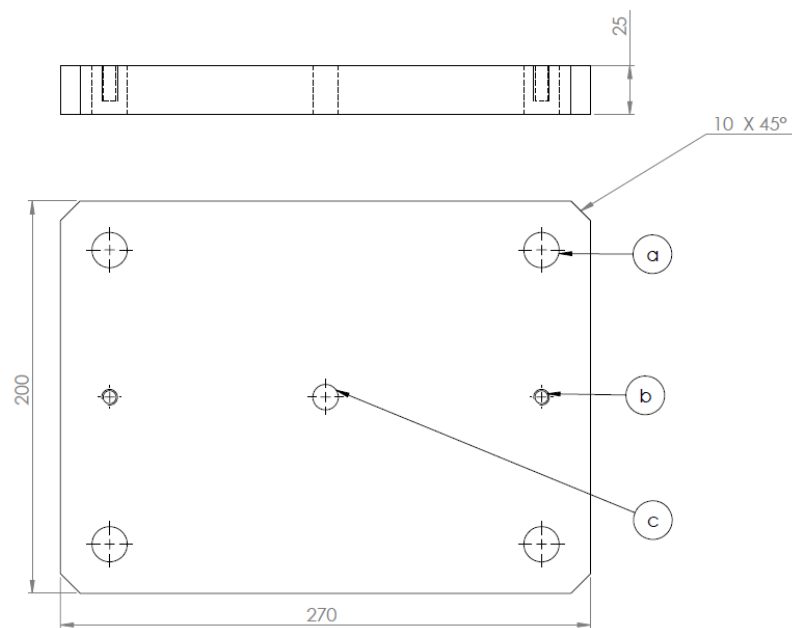


Figura 3-9. Placa superior.

Um desenho representativo do gancho para levantamento do dispositivo é apresentado na Figura 3-10.

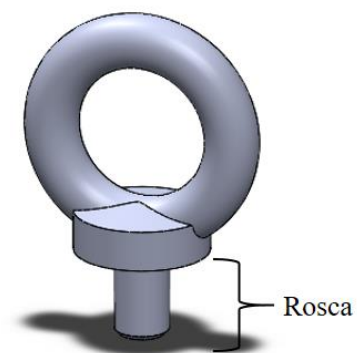


Figura 3-10. Gancho para levantamento do dispositivo.

3.2.4 Porca H-M16

Para fixação das duas placas (números 3 e 10) serão utilizadas 24 porcas hexagonais M16 feitas em aço carbono.

3.2.5 Suporte intermediário

O suporte intermediário é um aparo que permite a ligação entre os suportes lineares fechados (número 6) à trave inferior da máquina MTS (número 3 da Tabela 3-3). É uma peça fabricada em alumínio, com dimensões especificadas na Figura 3-11.

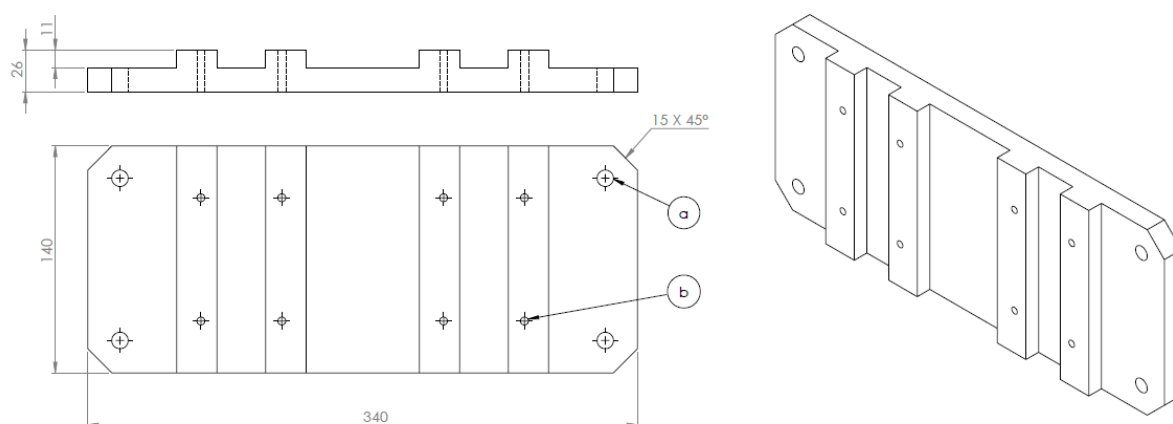


Figura 3-11. Suporte intermediário.

De acordo com a figura acima, são encontrados quatro furos denominados (a) e oito furos denominados (b). Os furos (a) são usinados para permitir a passagem do parafuso de fixação do suporte intermediário à máquina MTS, já os furos (b) são usinados para permitir a fixação do suporte linear fechado ao suporte

3.2.6 Suporte linear fechado

O suporte linear fechado é um componente cujo a função é guiar o caminho das colunas do dispositivo. O suporte é uma estrutura de duas peças, onde a primeira é a carcaça em alumínio e a segunda um rolamento linear de alta precisão. Este componente é fabricado pela Mitay – Mecânica Industrial de Precisão Ltda. Uma vez que a coluna do dispositivo deve ser guiada pelo rolamento linear fechado, é necessário selecionar o suporte que atendo a este diâmetro. Consultado a Figura 3-12, extraída do catálogo do fabricante, constata-se que o modelo a ser utilizado deve ser o SLF 20. A figura ainda fornece as cotas dimensionais do produto.

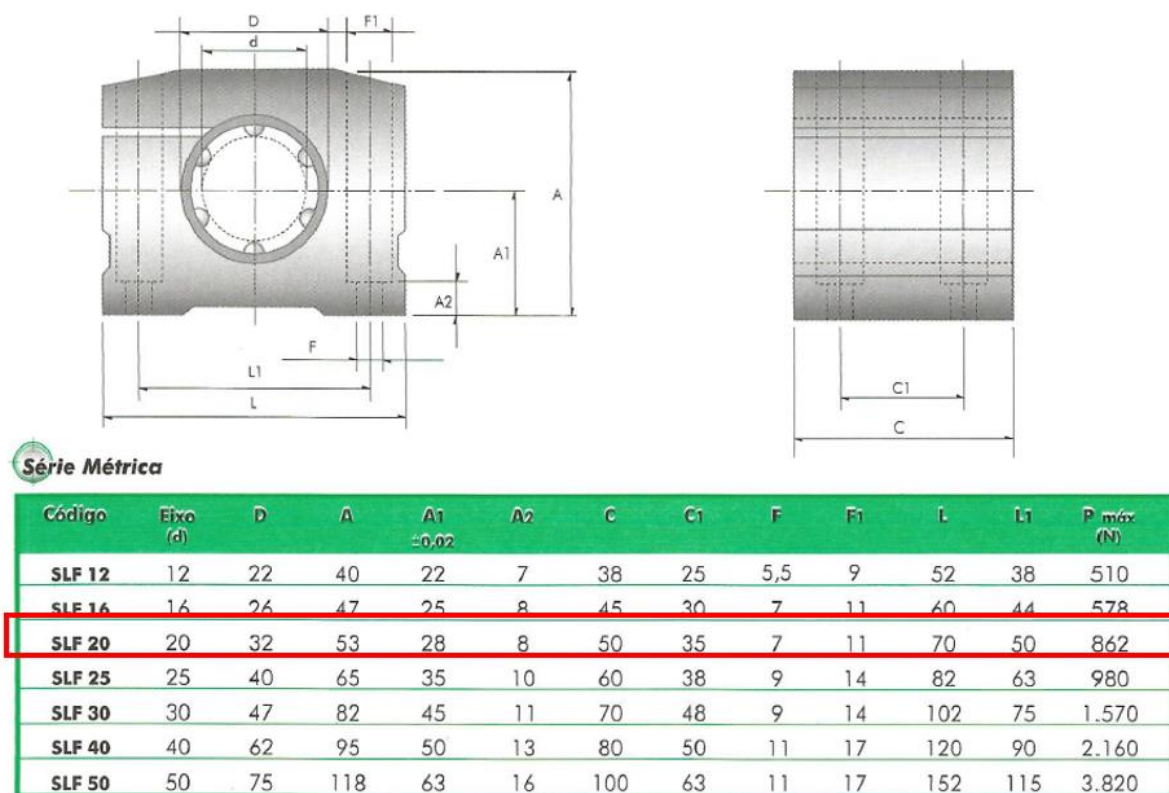


Figura 3-12. Suporte linear fechado (MITAY, 2016).

O dispositivo contará com quatro destes componentes.

3.2.7 Trilhos

Os trilhos são produzidos em alumínio e o dispositivo possui dois destes componentes. A função principal do trilho é guiar o percurso dos rolamentos lineares abertos (tópico seguinte). Os trilhos são fornecidos pela fabricante MITAY e a Figura 3-13 a seguir foi retirada de seu catálogo.

O trilho do dispositivo possui uma bitola (d) de 16 mm e seu comprimento deverá ser de 180 mm, desta forma, o código de produto é T 16 x 180. Embora o mesmo trilho pudesse atender às duas propostas, existe uma diferença no comprimento dos trilhos, portanto haverá dois trilhos com 180 mm e outros dois trilhos com comprimento de 240 mm.

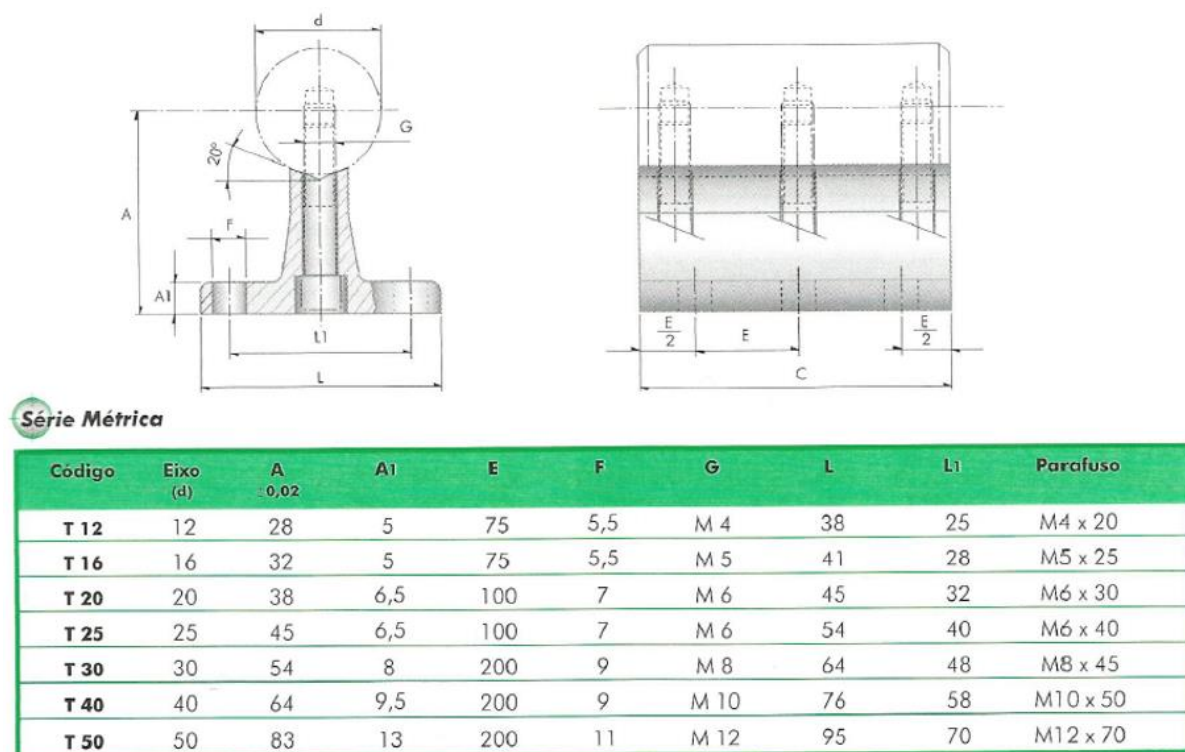


Figura 3-13. Trilhos (MITAY, 2016).

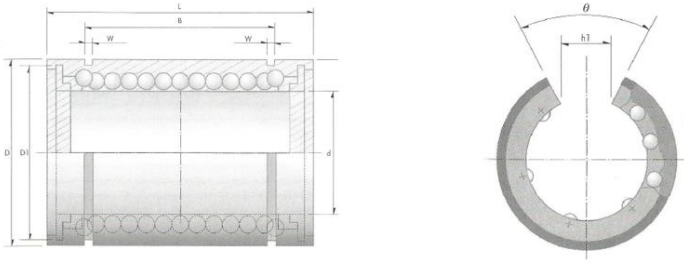
3.2.8 Rolamento linear aberto

O dispositivo conta com quatro rolamentos lineares abertos. A função destes rolamentos é permitir o livre percurso das mesas deslizantes (a serem abordados no capítulo seguinte) sobre os trilhos.

Os rolamentos são elementos de grande importância no dispositivo, pois como será visto, eles são os responsáveis por permitir o contato de compressão entre os fios e, portanto, fornecerão parâmetros e limites para a construção das mesas deslizantes.

Como foi dito na subseção anterior, o trilho possui diâmetro de 16 mm, desta forma, o rolamento deve possuir diâmetro interno da mesma medida.

O rolamento linear aberto utilizado pode ser conferido na Figura 3-14 abaixo.



Série Métrica

Eixo (d)	D	L	B	W	D1	h	h1	θ	Excentricidade (μ)	Folga Radial	Capacidade (C) (N)	Capacidade (Co) (N)
5	12	22	14,5	1,1	11,5	1	-	-	12	-3	206	265
8	16	25	16,5	1,1	15,2	1	-	-	12	-3	265	402
10	19	29	22	1,3	18	1	6,8	80°	12	-4	372	549
12	22	32	22,9	1,3	21	1,5	7,5	78°	12	-4	510	784
16	26	36	24,9	1,3	24,9	1,5	10	78°	12	-4	578	892
20	32	45	31,5	1,6	30,3	2	10	60°	15	-6	862	1.370
25	40	58	44,1	1,85	37,5	2	12,5	60°	15	-6	980	1.570
30	47	68	52,1	1,85	44,5	2	12,5	50°	15	-8	1.570	2.740
40	62	80	60,6	2,15	59	3	16,8	50°	17	-8	2.160	4.020
50	75	100	77,6	2,65	72	3	21	50°	17	-13	3.820	7.940
60	90	125	101,7	3,15	86,5	3	27,2	54°	20	-13	4.700	9.800

Figura 3-14. Rolamento linear aberto.

3.2.9 Arruela – cunha

A arruela – cunha é posicionada aos pares acima da placa inferior do dispositivo e possui duas funções: fixar a placa junto à coluna e servir como indicador da inclinação da placa inferior. Esta segunda funcionalidade é especialmente importante para a placa inferior posto que todos os componentes que provocam a compressão nos fios residem nela, assim, é fundamental que a placa esteja completamente normal ao fim submetido a fadiga.

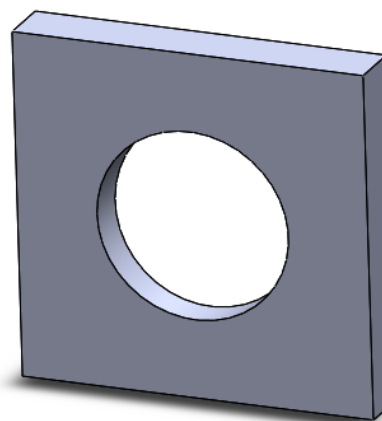


Figura 3-15. Arruela – cunha.

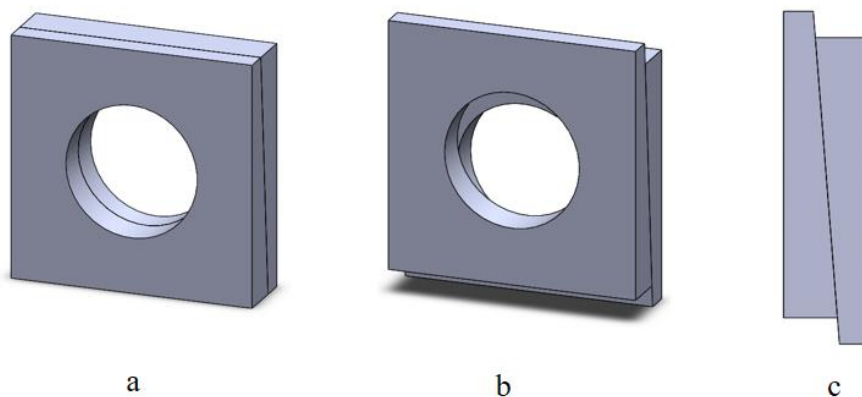


Figura 3-16. Configurações da arruela – cunha.

A Figura 3-15 ilustra uma peça da arruela, já a Figura 3-16 representa duas situações onde a (a) indica o posicionamento correto das arruelas e as figuras (b) e (c) representam o posicionamento inadequado da placa inferior, indicando que esta não está normal ao fio de ensaio preso aos atuadores de fadiga.

3.2.10 Placa inferior

A placa inferior é a última placa conectada ao dispositivo, ela é responsável por abrigar componentes como trilhos e mesas deslizantes. Como já foi mencionando, este componente deverá suportar o trilho para as duas soluções propostas, desta forma, foram usinados furos que atendessem as duas configurações. A Figura 3-17 representa um modelo deste elemento.

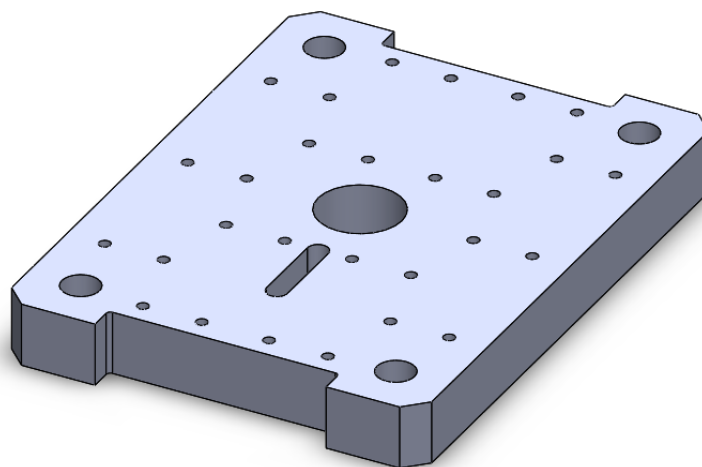


Figura 3-17. Modelo da placa inferior.

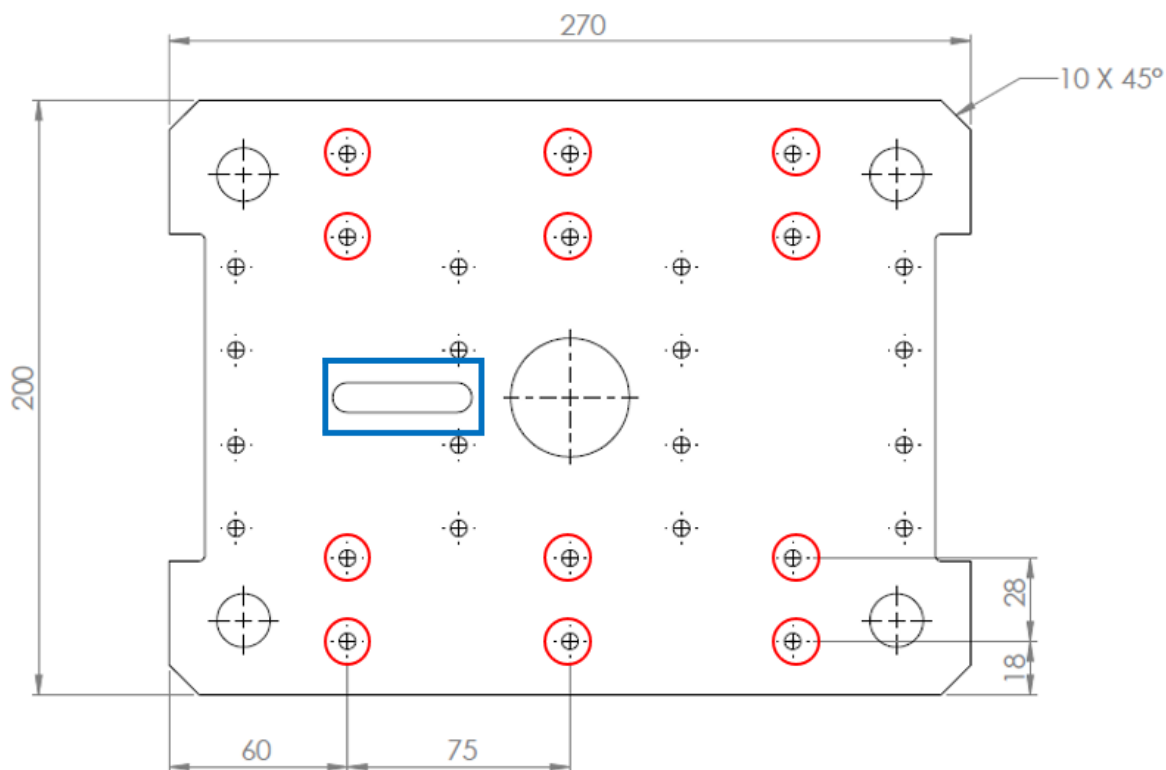


Figura 3-18. Placa inferior em vista superior.

A figura acima apresenta as principais dimensões do plano superior da placa (espessura omitida com valor de 30 mm). Na mesma figura pode-se observar os 12 furos de 5,5 mm de diâmetro destacados (em vermelho) que devem ser usinados para acomodar os trilhos, os demais furos (salvo os usinados para passagem das quatro colunas do dispositivo) são destinadas para fixação dos trilhos do dispositivo em construção. Por fim, o fio de elétrico da célula de carga deverá passar pelo rasgo (retângulo em azul). Tal medida foi tomada para preservar a integridade do fio durante os ensaios.

3.2.11 Célula de carga

A célula de carga é o último elemento a ser discutido nesta seção. As células de carga são elementos cujo a função é converter algum sinal de entrada (no caso, a força) em um sinal elétrico que possa ser medido e comparado. O objetivo de se utilizar uma célula de carga no dispositivo é justificado pela necessidade de se monitorar e controlar a força existente no conjunto de fios, uma vez que a célula de carga pode perceber pequenas variações de força e enviar sinais elétricos para controladores (Controlador Lógico Programável, por exemplo) que responderão conforme a necessidade.

Posto que a disponibilidade de espaço no dispositivo é limitada, foram consultados catálogo de fabricantes que produzissem células de carga com corpo miniaturizado, mas que tivessem a capacidade de medir forças da ordem de grandeza desejada (3000 N).

Um fabricante que atendeu as exigências foi a Honeywell, que fabrica células de carga com dimensões reduzidas. O modelo em questão pertence à série MODEL 53 – low cost load cell. Entretanto, o catálogo do fabricante apenas contém valores na unidade de força libra-força, desta forma, converteu-se o valor em Newton (3000 N), chegando ao valor de 674 lbf.

A Tabela 3-5 foi retirada do catálogo da Honeywell, e a célula de carga que se adequa ao dispositivo está destacada em vermelho.

Tabela 3-5. Intervalo de força admitido pela célula de carga e suas principais dimensões (HONEYWELL, 2014)

MOUNTING DIMENSIONS

Ranges lb	D1 mm [in]	D2 mm [in]	H mm [in]	L mm [in]	A in	B mm [in]	G mm [in]
5, 10, 25, 50, 100	25,4 [1.00]	5,33 [0.21]	15,75 [0.62]	1,27 [0.05]	#4-40 UNC	5,59 [0.22]	19,05 [0.750]
250, 500, 1000, 2000	31,75 [1.25]	8,13 [0.32]	9,91 [0.39]	1,78 [0.07]	#6-32 UNC	6,35 [0.25]	25,4 [1.000]
3000, 4000, 5000, 7500, 10K	38,1 [1.50]	10,16 [0.40]	16,0 [0.63]	2,03 [0.08]	#6-32 UNC	6,35 [0.25]	31,75 [1.250]
15K, 20K, 30K	50,8 [2.00]	15,24 [0.60]	25,4 [1.00]	3,05 [0.12]	#6-32 UNC	6,35 [0.25]	41,28 [1.625]
50K	76,2 [3.00]	19,81 [0.78]	38,1 [1.50]	4,57 [0.18]	#6-32 UNC	6,35 [0.25]	60,33 [2.375]

De acordo com a Tabela 3-5, o valor de 674 lbf está compreendido dentro da segunda linha da tabela, portanto, sua dimensão pode ser consultada com auxílio da Figura 3-19.

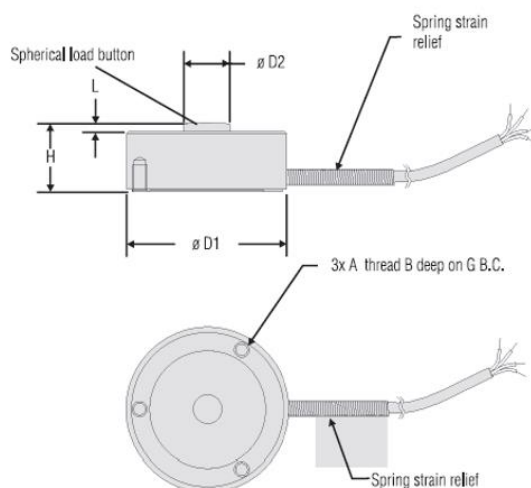


Figura 3-19. Célula de carga (HONEYWELL, 2014).

3.3 COMPRESSÃO DOS FIOS

A compressão dos fios é fundamental para que o ensaio seja bem-sucedido, pois se não houver contato entre os fios, não existirá o carregamento tangencial sobre os eles. Desta forma, um ensaio sobre fios foi realizado, no sentido de se verificar para qual força a marca deixada nos fios ensaiados se aproxima mais das marcas desejadas. Portanto, os fios ensaiados terão suas marcas comparadas visualmente com as marcas deixadas em cabos que sofrem compressão transversal pelo processo de aperto no grampo de suspensão com um torque na ordem de $60 N \cdot m$. Como consequência, o dispositivo será capaz de simular o processo de amassamento dos fios neste nível de aperto.

O ensaio foi realizado no laboratório MTS, no prédio Serviços Gerais 9, situado no *Campus* Darcy Ribeiro – UnB em Brasília, conduzido pela doutoranda Taise Maria Anicezio. Para efetuar o ensaio, foram utilizados dois fios de alumínio (de condutor Tern, tipo CAA) e dois suportes planos construídos para serem utilizados nas máquinas do laboratório MTS. Os suportes planos foram fixados nas garras hidráulicas da máquina e os fios foram posicionados com um ângulo de aproximadamente 29° entre si. A máquina, então, comprimiu os fios até a força estipulada antes do ensaio.

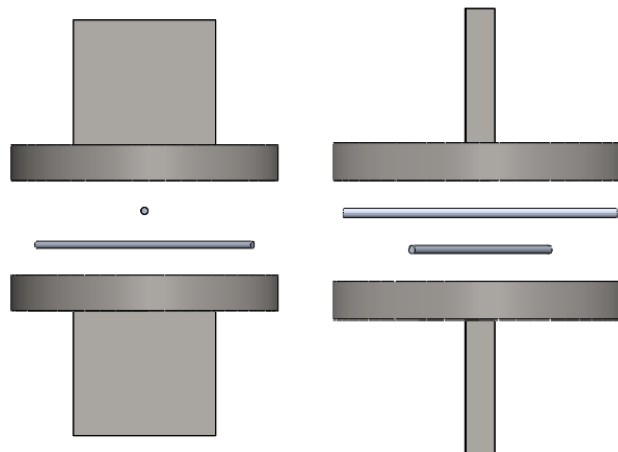


Figura 3-20. Vista esquemática do ensaio 1 de fios.

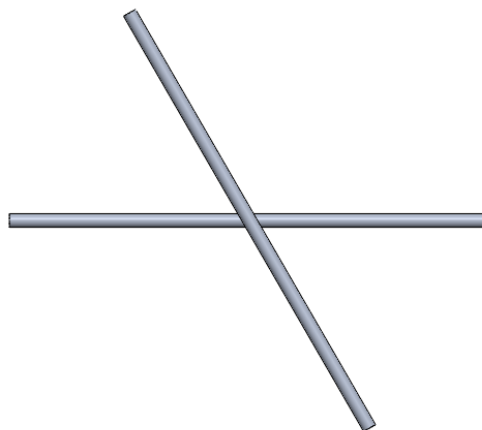


Figura 3-21. Vista esquemática do ângulo entre fios.

O ensaio seguiu um processo iterativo, tendo início com uma força de compressão pequena, aumentando gradualmente esta força até que se verificasse a marca buscada. Abaixo, são apresentadas as imagens do resultado dos ensaios para as forças de compressão de 500 N, 1.000 N e 2.000 N. Por último, é exibida a imagem para a carga de 2.400 N, valor este que se equipara a marca deixada pelo amassamento do aperto nos grampos.

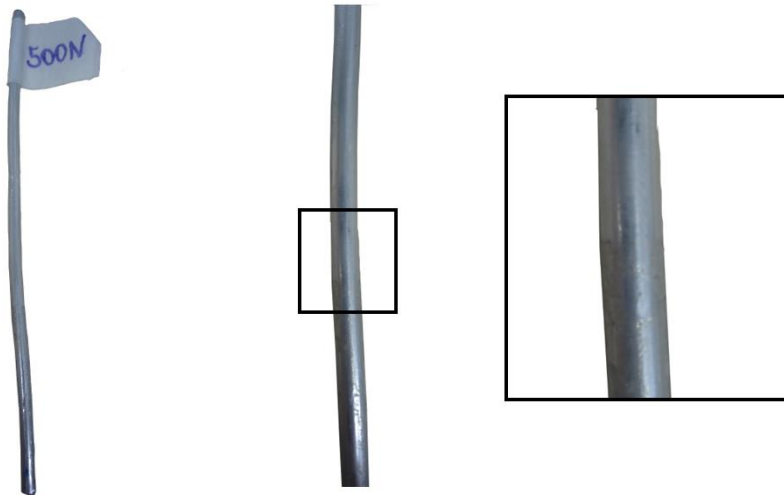


Figura 3-22. Ensaio 1, 500 N. À esquerda uma imagem distante, à direita uma imagem aproximada.

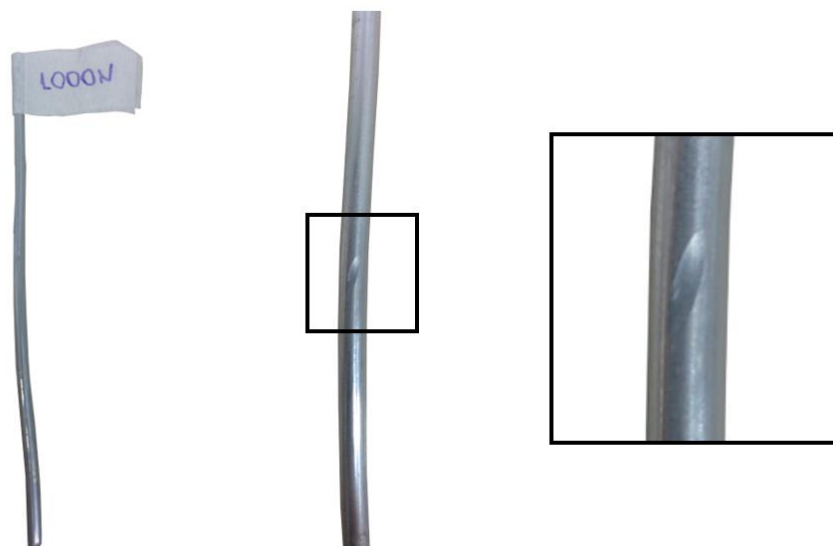


Figura 3-23. Ensaio 1, 1000 N. À esquerda uma imagem distante, à direita uma imagem aproximada.

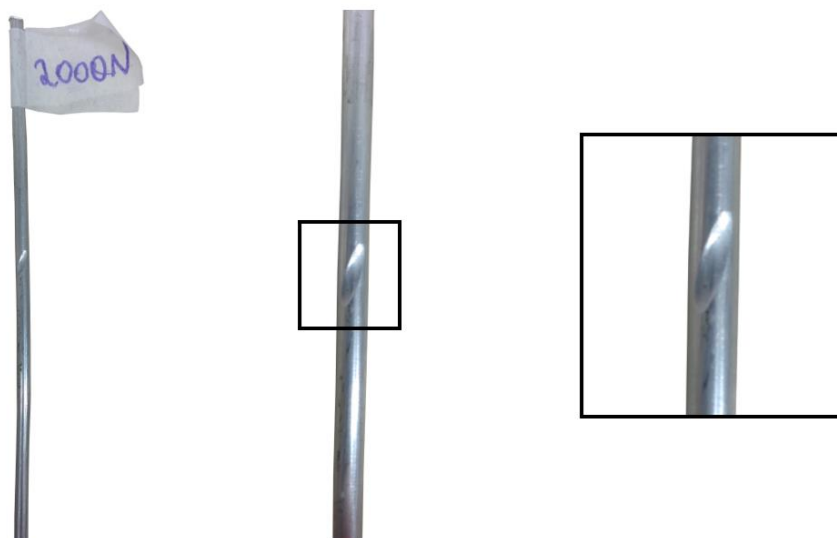


Figura 3-24. Ensaio 1, 2000 N. À esquerda uma imagem distante, à direita uma imagem aproximada

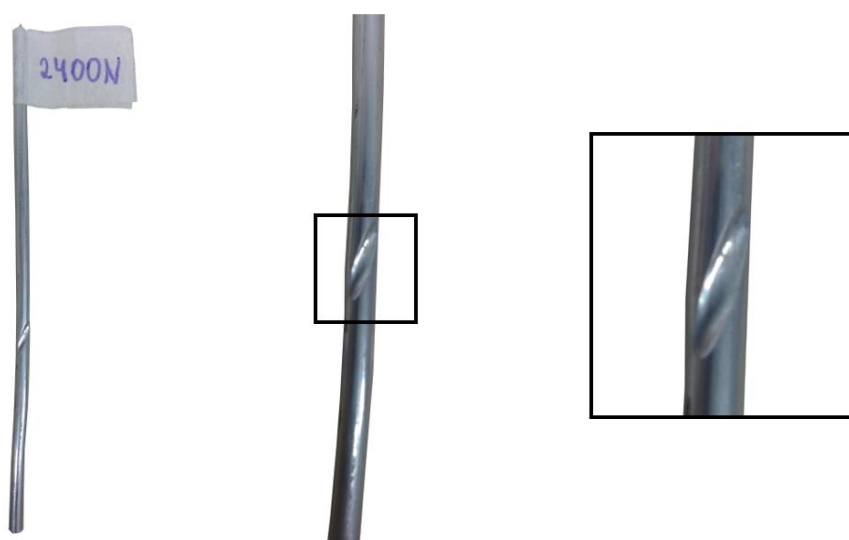


Figura 3-25. Ensaio 1, 2400 N. À esquerda uma imagem distante, à direita uma imagem aproximada.

De acordo com as figuras acima, constata-se que para a força de 500 N (Figura 3-22) não houve amassamento perceptível ao olho. Quando a força aplicada atinge o valor de 1.000 N (Figura 3-23), verifica-se o início de um amassamento visível, porém, muito pequeno. Para a força de 2.000 N (Figura 3-24), o amassamento já se aproxima da marca desejada. Por fim, quando é aplicada uma força de 2.400 N (Figura 3-25), o amassamento deixado é visualmente similar a marca que se esperava.

A marca encontrada para o carregamento de 2.400 N foi medida e os resultados são apresentados abaixo.

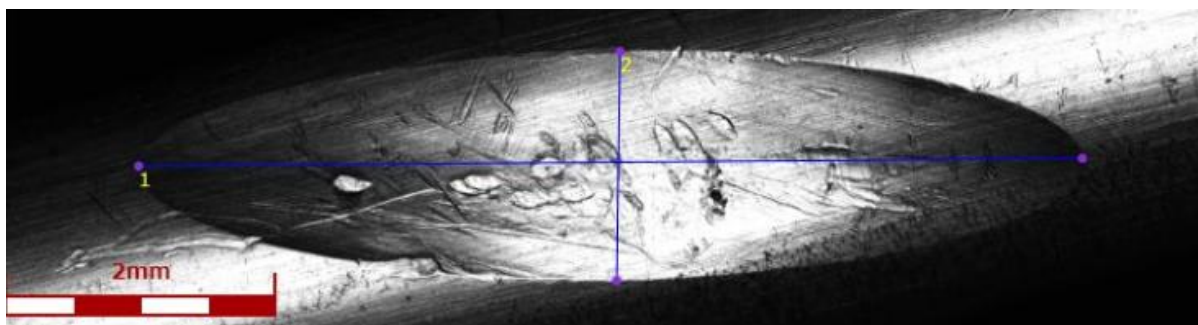


Figura 3-26. Medição dos eixos da marca deixada no fio de 2.400 N (ANICEZIO, 2016)

A Tabela 3-6 contém os resultados do comprimento dos dois eixos mostrados na Figura 3-26.

Tabela 3-6. Resultado do comprimento da marca no fio ensaiado a 2.400 N (ANICEZIO, 2016)

Eixo	Comprimento (μm)
1	6.962,9048
2	1.688,7781

A profundidade da marca também foi medida no seu ponto mais profundo, de forma a se aferir o valor de 253,2336 μm .

Desta forma, de acordo com este ensaio, a força que deve ser aplicada sobre os fios deve ser de aproximadamente 2.400 N.

3.4 LIMITAÇÕES GEOMÉTRICA

Além da carga aplicada, outro parâmetro importante que motiva a escolha dos atuadores, responsáveis por aplicar a carga radial entre fios, é a limitação geométrica imposta pela estrutura da máquina MTS e dos outros componentes selecionados.

Como as distancias entre o centro do furo de fixação dos atuadores e a superfície do trilho mais próxima é de 26 mm e a distância entre a mesa inferior e o centro do mesmo furo é de 31 mm, conclui-se que o atuador deve ter um diâmetro menor que 52 mm (26 mm de raio), conforme Figura 3-27, contendo a vista esquerda sem as colunas de sustentação. Pelas Figura 3-29 e Figura 3-30 é fácil perceber a posição de fixação dos atuadores.

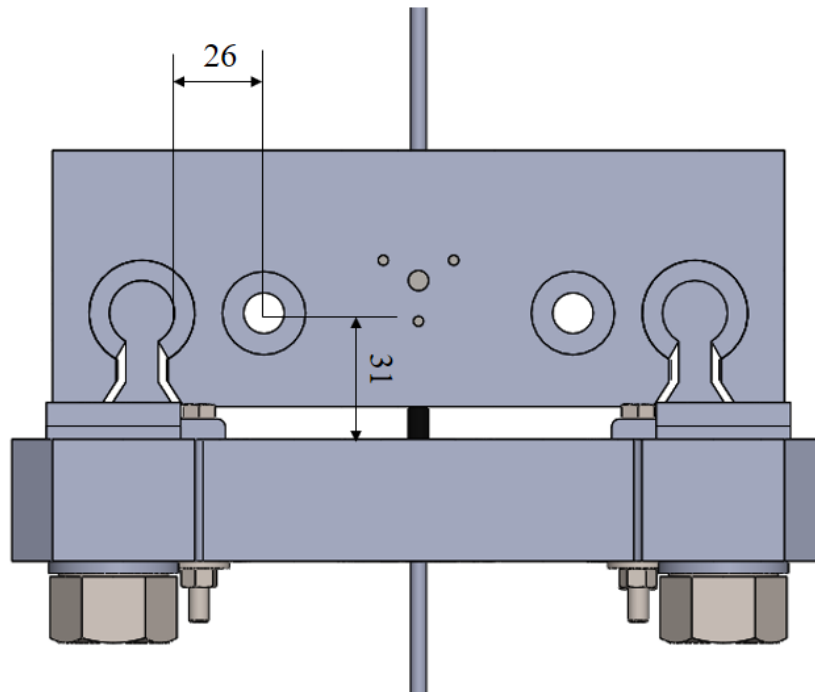


Figura 3-27: Vista esquerda sem as colunas de sustentação contendo as distancias entre o centro de fixação de um dos atuadores e a superfície do trilho (26 mm) e entre o mesmo centro e a mesa inferior (31 mm).

Na seção referente a compressão dos fios, foram apresentados resultados da profundidade das marcas deixadas na compressão dos fios ensaiados. De acordo com a mesma seção, o amassamento referente a cada fio sob um carregamento de 2.400 N gerou uma profundidade próxima a $253,2336\text{ }\mu\text{m}$ ($0,253\text{ mm}$). Assim, é uma limitação geométrica muito importante a distância entre os suportes dos fios transversais e o fio vertical, já que o produto do deslocamento poderia aproximar os suportes suficientemente para que ocorresse o torque com o fio vertical, o que iria comprometer o ensaio completamente. Posto que os dois fios iriam se amassar (transversal e vertical), a distância que os suportes se aproximariam seria o dobro da medida de um único fio, isto é, $506,4672\text{ }\mu\text{m}$ ($0,506\text{ mm}$). Na Figura 3-28, observa-se a imagem aproximada com a conta de $0,7\text{ mm}$, que é a distância máxima entre o suporte e o fio vertical. Desta forma, conclui-se que mesmo que os fios se amassem sob uma carga de 2.400 N , o ensaio estará em condições de prosseguir, já que os suportes dos fios não tocam o fio vertical.

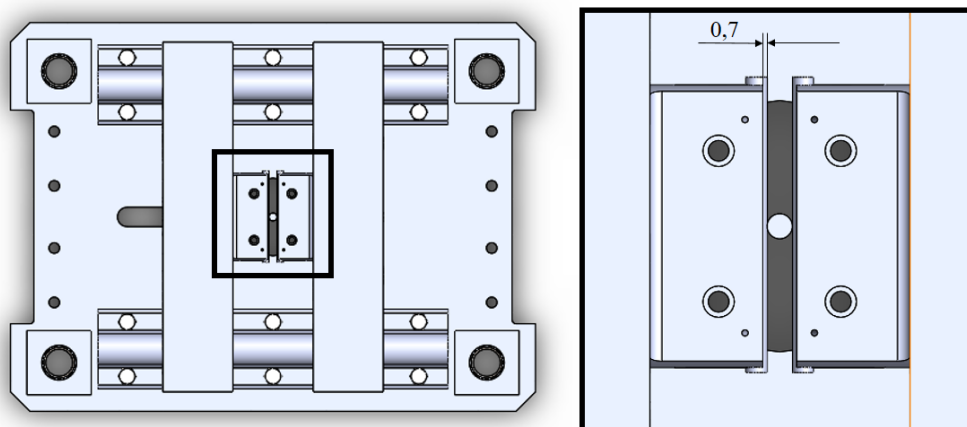


Figura 3-28. Vista superior da mesa inferior com detalhe na região de contato entre os fios

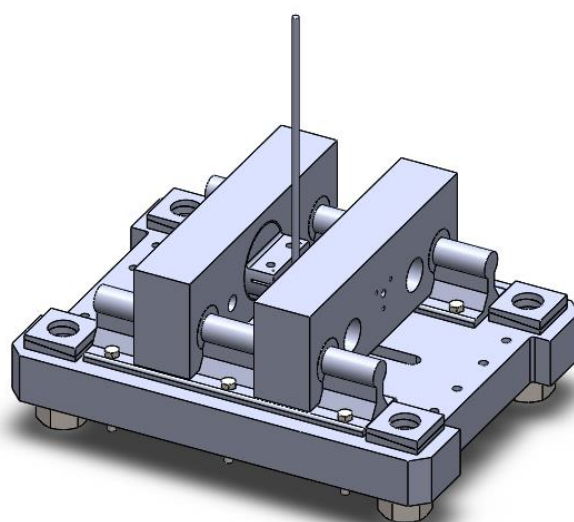


Figura 3-29: Vista isométrica da mesa inferior.

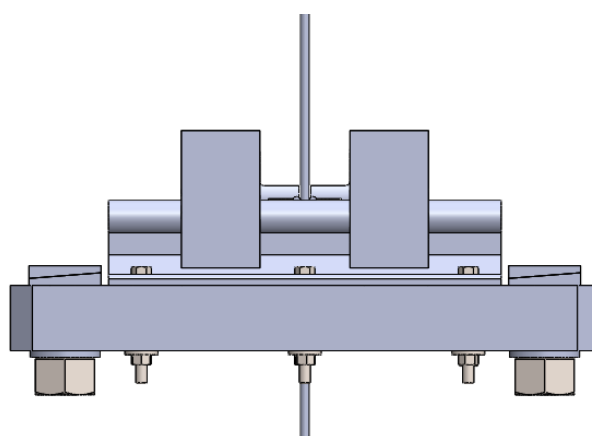


Figura 3-30: Vista Frontal da mesa inferior sem as colunas de sustentação.

Outra limitação é distância entre o topo das mesas deslizantes e a garra hidráulica da máquina MTS (Figura 3-31). De acordo com SHARP *et al* (1996), o *fretting* pode se iniciar com amplitude de escorregamentos menores que 10^{-5} mm , assim, os 17,5 mm existentes na própria máquina são mais do que suficiente para garantir o bom funcionamento do conjunto máquina MTS e Dispositivo de Fadiga por *Fretting*.

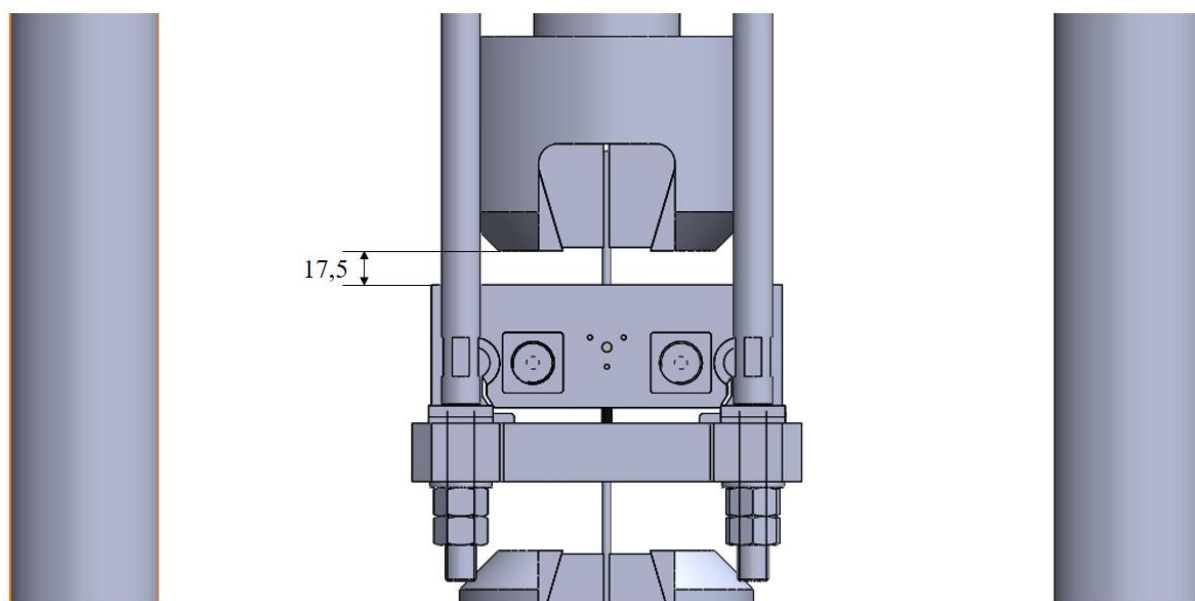


Figura 3-31. Vista aproximada do dispositivo na máquina. Detalhe da distância entre o topo da mesa deslizante e a garra hidráulica

3.5 ÂNGULO ENTRE FIOS

Como já se sabe, os cabos condutores têm os seus fios de alumínio enrolados helicoidalmente em camadas. De modo a simular este ângulo de torção dos cabos, é interessante que o dispositivo permita o ensaio de ângulos distintos. Assim, conforme mostra a Figura 3-32, uma série de ângulos pré-definidos foi adotada. O dispositivo permitirá o ensaio para o posicionamento perpendicular entre os fios (ângulo 0°), que foge da realidade de um condutor, mas é de grande interesse no que diz respeito a fadiga por *fretting*. Os demais ângulos (80° , 75° , 70° e 60°) são ângulos de teste pré-definidos que buscam uma melhor aproximação ao ângulo de torção dos fios em um cabo condutor.

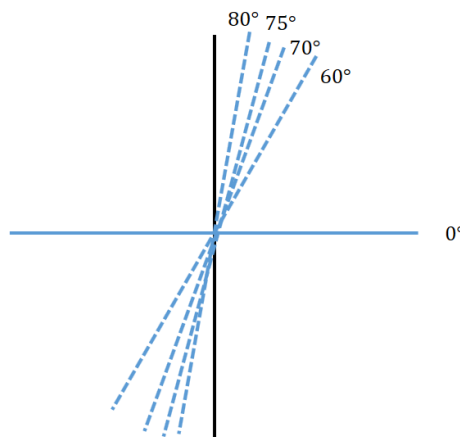


Figura 3-32. Ângulo relativo entre fios.

4 PROPOSTAS DE SOLUÇÕES

Nesta seção, as duas propostas para o dispositivo serão apresentadas. As duas soluções são idênticas nos seus componentes utilizados, salvo os elementos que serão fixados aos rolamentos lineares abertos, seus respectivos suportes de fio e fonte de alimentação.

Como descrito no capítulo 2 deste documento, o dispositivo deve ser capaz de produzir o deslizamento entre os fios, bem como, comprimi-los durante o ensaio. A meta de se conseguir o deslizamento entre os fios será conseguida através da estrutura já descrita do dispositivo (placas inferior, superior e as colunas, basicamente), pois uma vez que o atuador posicionado no topo da máquina operar, todo o dispositivo descreverá um deslocamento relativo ao fio vertical preso às garras hidráulicas. Para comprimir os fios, ambos os dispositivos irão utilizar os trilhos, rolamentos lineares abertos e um par de mesas deslizantes, que devem ser projetados para cada caso. Ambas as propostas utilizarão atuadores (pneumáticos ou hidráulicos) e sua viabilidade e seleção serão discutidas mais à frente. Os dispositivos se diferem quanto ao modo que comprimem os fios.

A primeira solução (Solução A) para se comprimir os fios é utilizar dois atuadores, posicionados em sentido oposto para que a resultante de sua força seja percebida apenas pelos fios de ensaio.

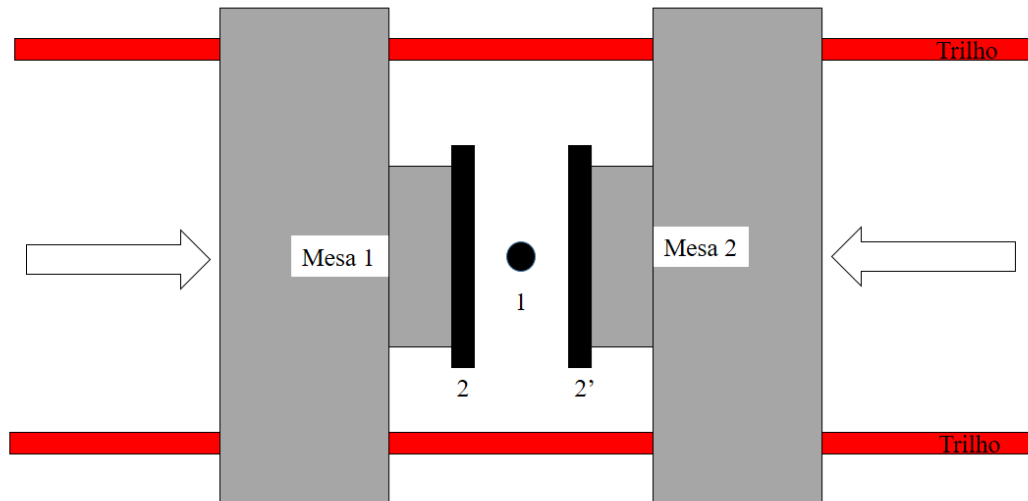


Figura 4-1. Solução A em vista superior.

Conforme pode ser observado na Figura 4-1, as duas mesas deslizantes (Mesa 1 e Mesa 2) são postas uma contra a outra enquanto duas forças promovidas pelos atuadores (setas com contorno preto) comprimem os fios. As duas mesas são livres para deslizar sobre os trilhos (em vermelho) graças aos rolamentos lineares abertos.

A força de compressão sobre os fios pode ser conseguida tanto por atuadores pneumáticos ou hidráulicos. Nesta solução, os atuadores pneumáticos foram escolhidos por atenderem a demanda de força e pelo seu custo inferior relativo aos atuadores hidráulicos.

A seguir, algumas figuras que ilustram o modelo proposto na solução A:

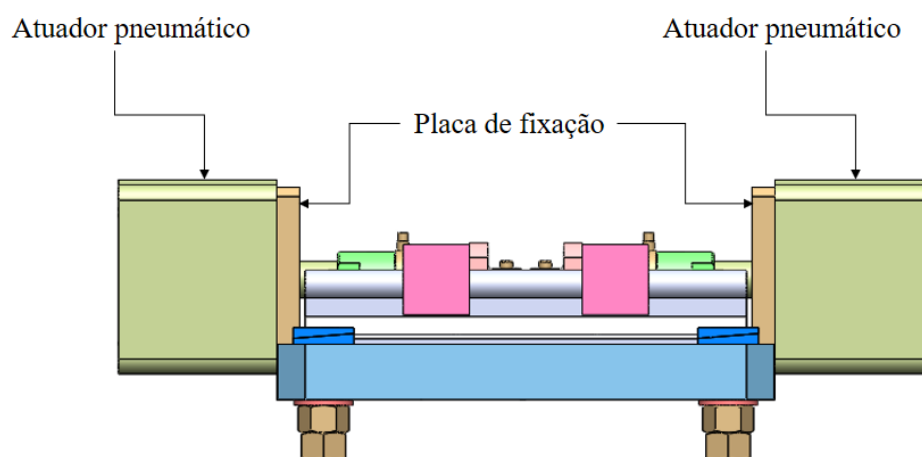


Figura 4-2. Vista frontal da solução A (GARCIA, 2016).

A Figura 4-2 demonstra a disposição dos dois atuadores pneumáticos e foi cedida pelo funcionário da Universidade de Brasília, Miguel Garcia. Estes atuadores trabalham em condição de força de avanço (haste saindo do corpo do atuador) com capacidade de até 2700 N sob pressão de 6 bar do ar comprimido. Posto que os atuadores trabalham com esforços contrários, fez-se necessário a construção de duas placas de fixação, para que ambos atuadores permaneçam fixos à placa inferior, caso contrário se afastariam um do outro.

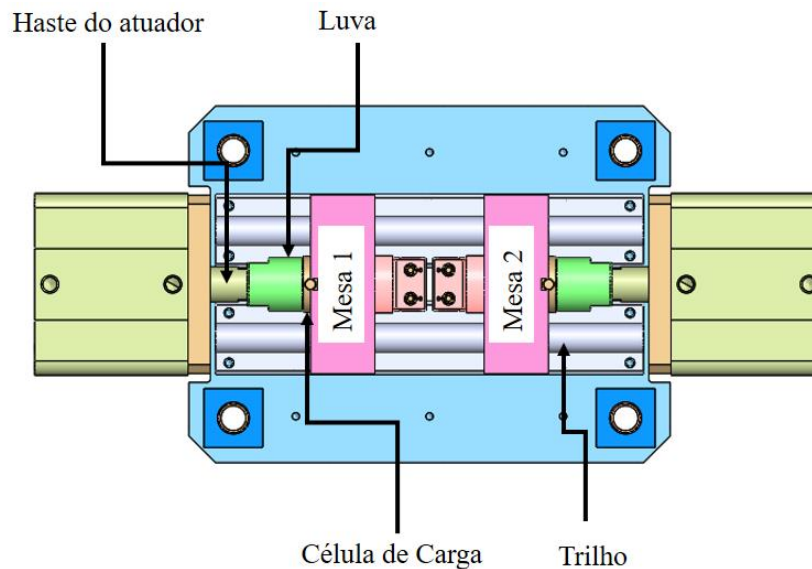


Figura 4-3. Vista superior da Solução A (GARCIA, 2016).

Na Figura 4-3 observam-se os componentes necessário para que o conjunto de atuadores e mesas deslizante funcionem junto. O primeiro elemento destacado é a haste do atuador. A haste tem como função transmitir a pressão interna do atuador, convertendo-a em força de saída; esta força deve ser transmitida aos fios através das mesas suportes e suportes (não destacados na figura). Entre a haste do atuador e a mesa deslizante, existem dois componentes, um deles é a célula de carga, que já foi descrita no capítulo referente a parâmetros, e o outro é a luva. A luva tem como função fazer a conexão entre a haste e a célula de carga. Em uma das suas extremidades há um furo para que a haste do atuador possa ser rosqueada na luva e na sua outra extremidade há um pino para sua fixação na célula de carga.

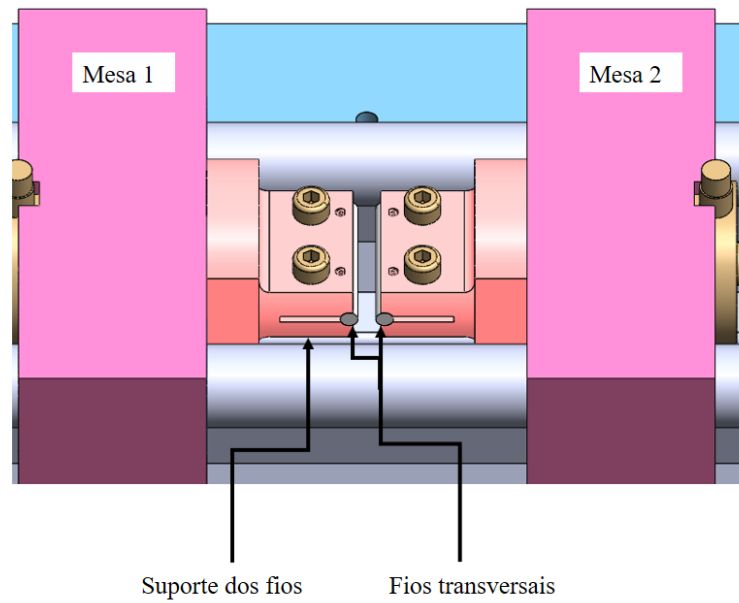


Figura 4-4. Vista em detalhe dos fios da solução A.

A Figura 4-4 é uma imagem mais próxima da região onde residem os fios e os suportes transversais, para seu maior detalhamento.

Para atender os ângulos descritos no capítulo de parâmetros, foram usinados furos na mesa deslizante para que o suporte de fios (com auxílio de um pino) pudesse ser posicionado em diferentes posições.

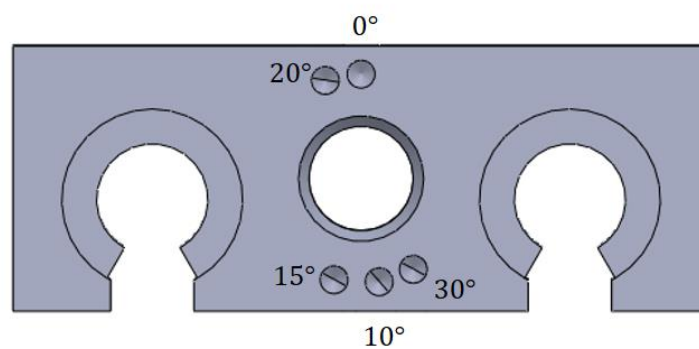


Figura 4-5. Vista frontal da mesa deslizante com foco na posição dos furos.

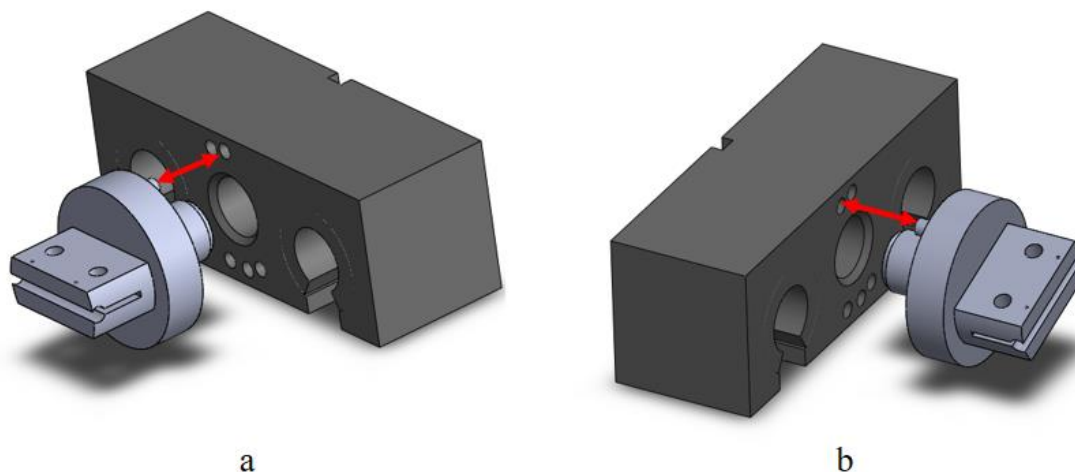


Figura 4-6. Posicionamento do suporte de fios em dois ângulos distintos.

A Figura 4-5 representa a vista frontal da mesa deslizante para exibir o posicionamento do suporte. Já a Figura 4-6 possui duas imagens, sendo a imagem (a) o esquema de posicionamento para o fio a 90° e a imagem (b) o posicionamento para o ângulo de 20° .

A Solução A é a que já está sendo construída e foi dela que surgiram os parâmetros para a Solução B, já que é de grande interesse haver o maior número de componentes compartilhados em comum.

Embora a Solução A seja efetiva em comprimir os fios, não é a única maneira de se conseguir este objetivo. Além disso, não há garantias que esta solução atenderá aos ensaios satisfatoriamente, desta forma, uma solução B foi elaborada e será proposta e avaliada a seguir.

Assim como a Solução A, a Solução B também utilizará os trilhos e rolamentos lineares abertos. A Solução B utilizará também dois atuadores, entretanto, se na Solução A os dois atuadores trabalhavam através da força de avanço, a Solução B os utilizará em retorno (haste entrando no corpo do cilindro).

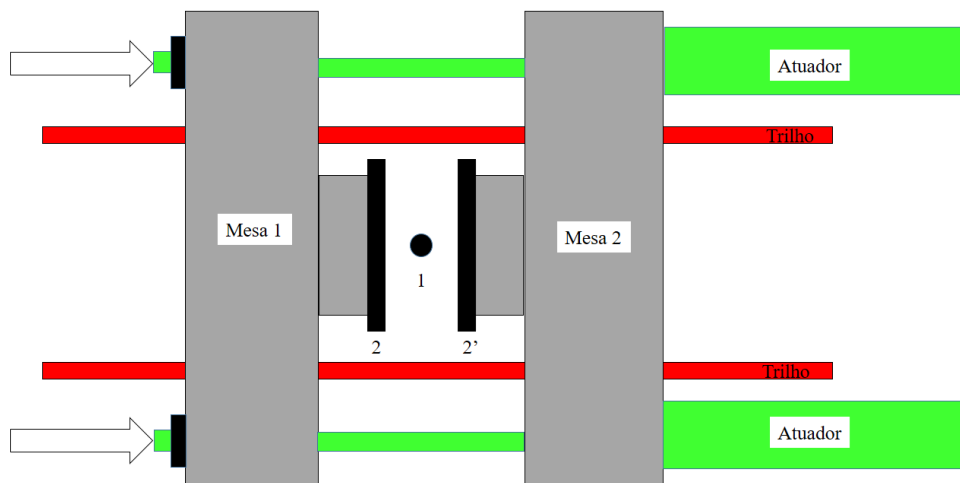


Figura 4-7. Solução B em vista superior.

Uma vista da Solução B pode ser examinada na Figura 4-7. Nota-se a existência de dois atuadores com o corpo do cilindro preso à mesa deslizante 2 e a ambas as hastes presas na mesa oposta (mesa deslizante 1), assim, no momento em que os atuadores recolherem suas hastes, as duas mesas serão forçadas uma contra a outra, resultando em compressão dos fios.

O desenvolvimento e a avaliação desta solução serão trabalhados e discutidos em mais detalhes nas seções seguintes.

4.1 SOLUÇÃO PNEUMÁTICA

Definido o layout, a seleção de atuadores junto a fornecedores é o próximo passo. Foram consultadas as opções apresentadas pela empresa FESTO que proporcionam carga igual ou superior à 1.200 N , já que são dois atuadores pneumáticos cujas cargas somadas devem ser de no mínimo 2.400 N . Além disto, apenas atuadores com comprimento de haste igual ou superior a 100 mm foram analisados, uma vez que este é o comprimento mínimo para vencer a distância entre as duas Mesas Deslizantes.

Seguem abaixo os desenhos representativos (FESTO, 2016), em escala, dos atuadores pneumáticos posicionados no dispositivo para cada atuador cuja carga é atende o objeto deste trabalho.

4.1.1 Atuador Festo CDC-63-100:

Os atuadores CDC-63-100 possuem comprimento de haste de 100 mm e capacidade de carga de 1.870 N em avanço e 1.750 N em retorno, valores que estão dentro da faixa desejada. Porém possuem corpo incompatível com as limitações geométricas do dispositivo, conforme indicado pelas setas nas imagens abaixo.

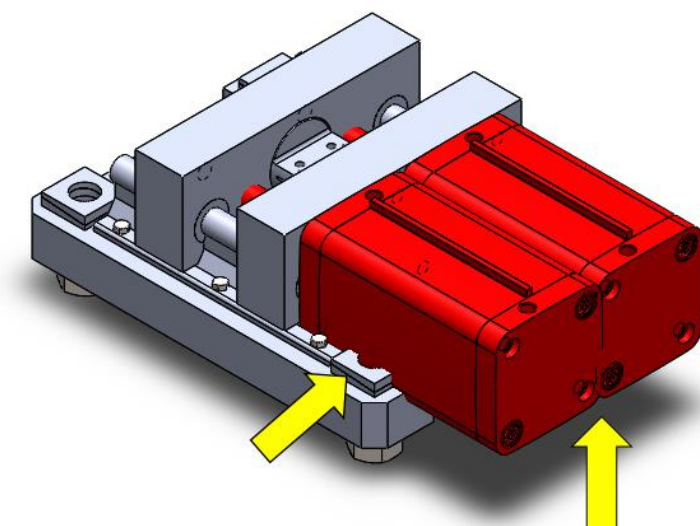


Figura 4-8. Vista Isométrica de montagem dos atuadores CDC-63-100. Verifica-se interferência entre o corpo do atuador e a coluna do dispositivo.

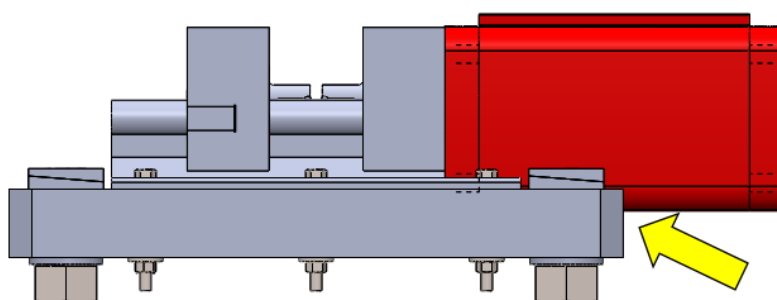


Figura 4-9. Vista Lateral de montagem dos atuadores CDC-63-100. Verifica-se interferência entre o corpo do atuador e a placa inferior.

4.1.2 Atuador Festo DSBF-C-63-100

Como na opção anterior, os atuadores Festo DSBF-C-63-100 tem características compatíveis com os parâmetros do projeto do dispositivo de *fretting* (haste com 100 *mm* de comprimento e força em avanço de 1.870 *N* e em retorno de 1.682 *N*), porém tem dimensões que não são aplicáveis ao dispositivo, conforme ilustrado nas Figura 4-10 e Figura 4-11.

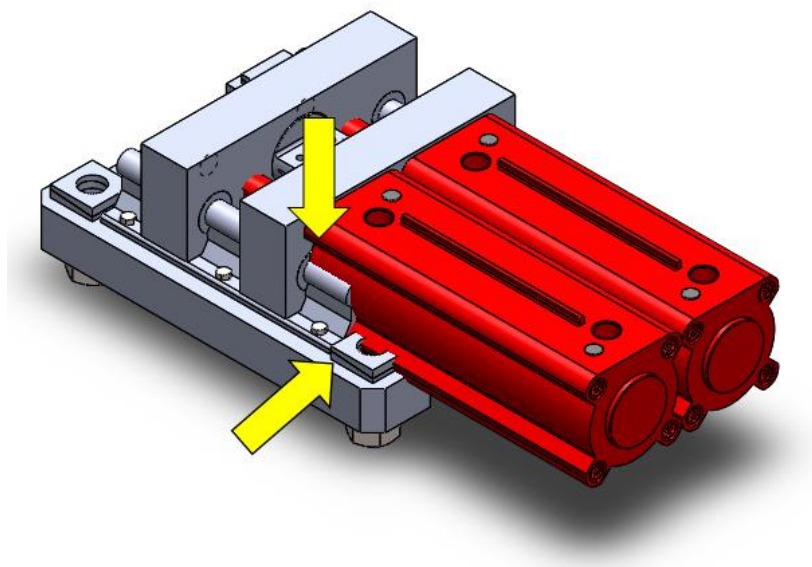


Figura 4-10: Vista Isométrica de montagem dos atuadores DSBF-C-63-100. Verifica-se interferência do corpo do atuador com as colunas do dispositivo e com os trilhos.

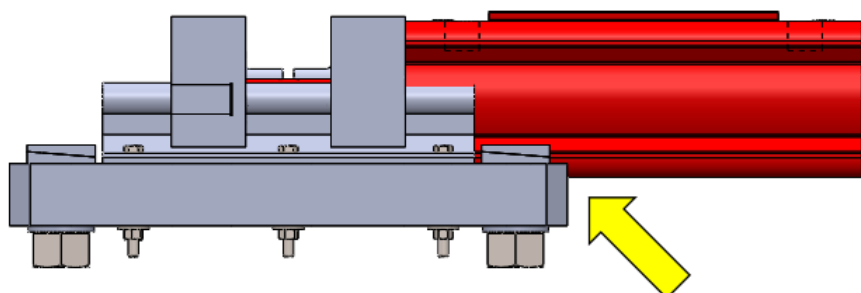


Figura 4-11: Vista Lateral de montagem dos atuadores DSBF-C-63-100. Verifica-se interferência do corpo do atuador com a placa inferior.

4.1.3 Atuador ADN-63-100

Os atuadores ADN-63-100 possuem comprimento de haste igual a 100 mm e capacidade de carga em avanço de 1.870 N e em retorno de 1.750 N . Estes valores se encontram na faixa que atendem a necessidade de força e comprimento de haste, porém possuem um corpo incompatível com as limitações geométricas do dispositivo, conforme indicado pelas setas Figura 4-12.

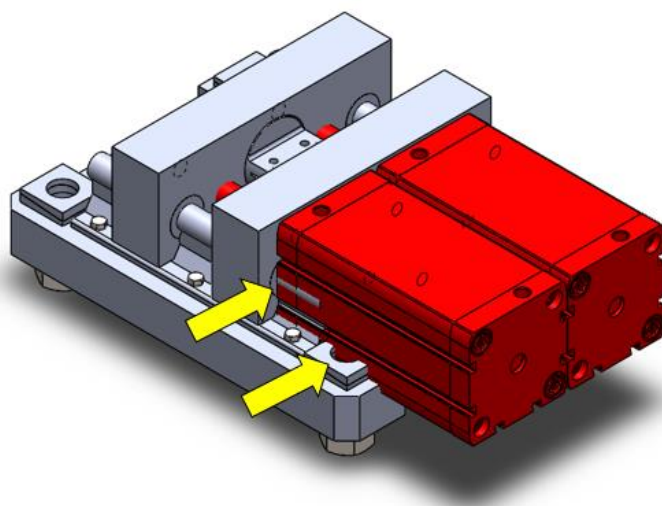


Figura 4-12. Vista Lateral deslocada de montagem dos atuadores ADN-63-100. Verifica-se interferência entre o corpo do atuador e a coluna do dispositivo e os trilhos.

4.1.4 Atuador CDC-63-100

Os atuadores CDC-63-100 possuem comprimento de haste igual à 100 mm e capacidade de carga em avanço de 1.870 N e em retorno de 1.750 N que atendem os parâmetros do projeto. Porém possuem um corpo incompatível com as limitações geométricas do dispositivo, conforme indicado pelas setas nas imagens abaixo

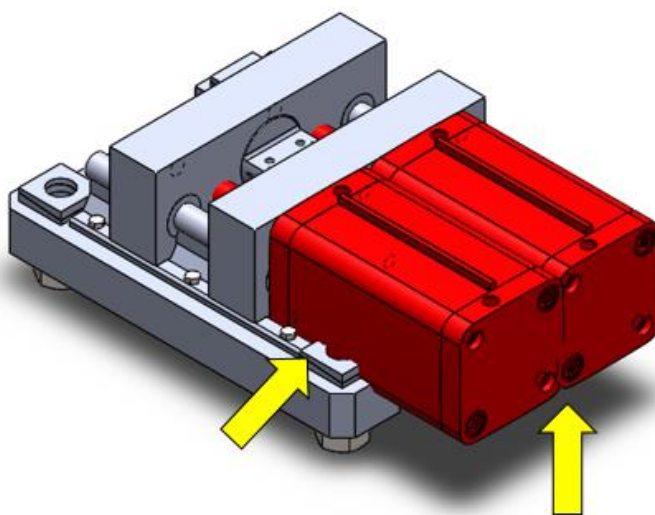


Figura 4-13. Vista Isométrica de montagem dos atuadores CDC-63-100. Verifica-se interferência entre o corpo do atuador, a coluna do dispositivo e a placa inferior.

4.1.5 Atuador CRDNG-63-100

Os atuadores CRDNG-63-100 possuem comprimento de haste de 100 mm e capacidade de carga em avanço de 1.870 N e em retorno de 1.682 N que atendem os parâmetros do projeto. Porém, possuem

um corpo incompatível com as limitações geométricas do dispositivo, conforme indicado pelas setas na Figura 4-14.

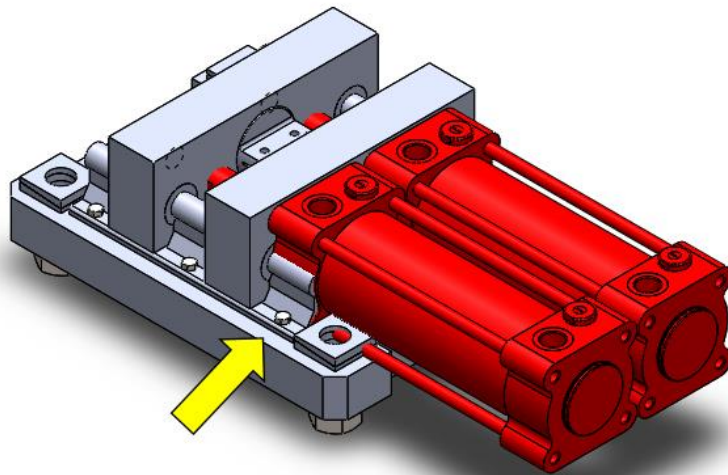


Figura 4-14. Vista Isométrica de montagem dos atuadores CRDNG-63-100. Verifica-se interferência entre o corpo do atuador e os trilhos.

4.1.6 Atuador CRHD-63-100

Os atuadores CRHD-63-100 possuem comprimento de haste de 100 *mm* e capacidade de carga em avanço de 1.870 *N* e em retorno de 1.682 *N* que atendem os parâmetros do projeto. Porém, possuem um corpo incompatível com as limitações geométricas do dispositivo, conforme indicado pelas setas nas Figura 4-15 e Figura 4-16.

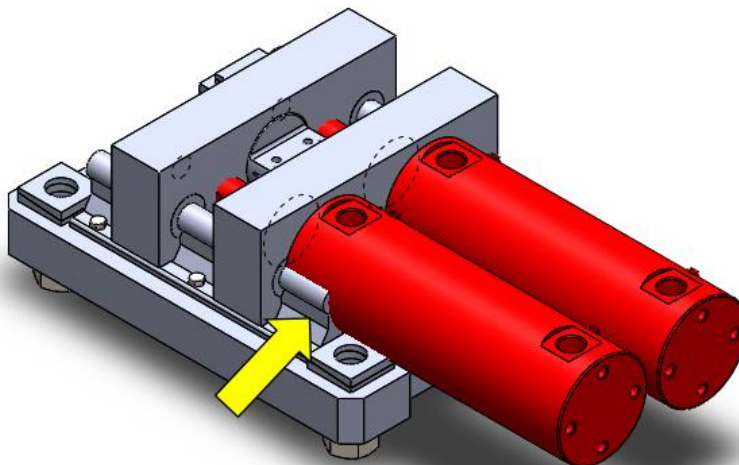


Figura 4-15. Vista isométrica de montagem dos atuadores CRHD-63-100. Verifica-se interferência entre o corpo do atuador e o trilho do dispositivo.

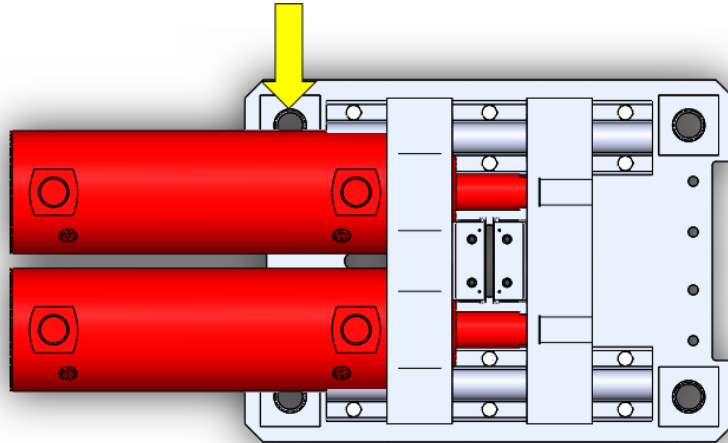


Figura 4-16. Vista superior de montagem dos atuadores CRHD-63-10. Verifica-se interferência entre o corpo do atuador e a coluna do dispositivo.

4.2 SOLUÇÃO HIDRÁULICA

Uma vez que a solução pneumática apresentou ser uma proposta inviável por aspectos espaciais, posto que para que a força de retorno fosse alcançada os atuadores pneumáticos deveriam ter um cilindro de geometria moderadamente grande, uma solução hidráulica foi construída. Justifica-se esta abordagem pelo fato dos atuadores hidráulicos permitirem operação em pressões de trabalho muito além das pressões encontradas na pneumática; esse aumento de pressão aliado ao fluido hidráulico (considerado incompressível) se traduz em um aumento significativo de força para uma geometria compacta.

A seleção do atuador hidráulico adequado deve levar em consideração tanto a força de retorno da haste, quanto ao seu diâmetro. A força que atua sobre os fios não deve ser inferior a 2400 N, uma vez que serão utilizados dois atuadores em paralelo, esta força pode ser dividida pelos dois atuadores, resultando em uma força de 1200 N, ou seja, cada atuador deve fornecer no mínimo 1200 N quando solicitado. Uma estimativa inicial para o diâmetro do atuador pode ser conseguida através da equação

$$D_p = \sqrt{\frac{4F_a}{\pi P_{tb}}} \quad (3)$$

Onde F_a é a força de avanço (aqui tratada como força de avanço, posteriormente a força de retorno da haste será considerada), P_{tb} é a pressão de trabalho e D_p é o diâmetro do pistão.

Consultando catálogo de fabricantes, verificou-se que os atuadores que possuem menores diâmetros do pistão e maior força de retorno trabalhavam com pressão igual a 7 MPa . P_{tb} é a pressão de trabalho já descontando inevitáveis perdas de carga (15% de acordo com FIALHO), ou seja, pressão efetiva de trabalho será 15% menor do que a pressão na saída da bomba (7 MPa), portanto, a pressão de trabalho será $P_{tb} = 5,95 \text{ MPa}$.

Assim, pode ser calcular o diâmetro mínimo do pistão como $D_p = 16,02 \text{ mm}$. Consultando mais uma vez o catálogo do fabricante, verifica-se que o diâmetro do atuador imediatamente superior ao calculado é de $D_p = 20 \text{ mm}$.

A Tabela 4-1, extraída do catálogo do fabricante SMC, conclui que o atuador que melhor atende ao projeto possui $d_p = 20 \text{ mm}$, operado a 7 MPa e com uma força de retorno $F_r = 1645 \text{ N}$, força esta que é 37% maior do que a necessária.

Tabela 4-1. Força teórica do atuador SMC, classe CNH. (SMC, 2016).

Unit: N

Bore size (mm)	Rod size (mm)	Operating direction	Piston area (mm ²)	Operating pressure (MPa)			
				1	3	5	7
20	10	OUT	314	314	942	1570	2198
		IN	235	235	705	1175	1645
25	12	OUT	490	490	1470	2450	3430
		IN	377	377	1131	1885	2639
32	16	OUT	804	804	2412	4020	5628
		IN	603	603	1809	3015	4221
40	18	OUT	1256	1256	3768	6280	8792
		IN	1002	1002	3006	5010	7014

Theoretical output (N) = Pressure (MPa) x Piston area (mm²)

O atuador selecionado é da classe CNH, classe produzida principalmente para atender demandas de elevada força com um corpo de cilindro pequena. Esta classe conta com atuadores de dupla ação, que operam em pressões de até 9 MPa . Outro aspecto de grande valor neste atuador é possibilidade de montagem pela parte roscada dianteira (*Basic Style*), facilitando a sua integração aos demais componentes do dispositivo desenvolvido. A classe CNH também disponibiliza vários comprimentos de haste, variando entre 25 mm até 300 mm , sendo o comprimento necessário (100 mm) atendido.

De acordo com a Tabela 4-2, o atuador possui 0,27 kg (20 mm de diâmetro e montagem *Basic style*) e um adicional de 0,24 kg pelo comprimento de haste (100 mm), desta forma, cada atuador possuirá uma massa aproximada de 0,51 kg.

Tabela 4-2. Tabela para cálculo da massa do atuador selecionado (SMC, 2016).

		Unit: kg			
Bore size (mm)		20	25	32	40
Basic Weight	Basic style	0.27	0.37	0.53	1.05
	Axial foot style	0.51	0.63	0.91	1.59
	Flange style	0.36	0.54	0.72	1.26
	Clevis style	0.25	0.45	0.67	1.00
Additional weight per 50 mm		0.12	0.13	0.18	0.23

Como o atuador selecionado é de dupla ação, é necessário verificar se a haste não falhará por flambagem. A carga de flambagem é calculada através de

$$K = F \cdot S \quad (4)$$

Como $F = 2198,0 \text{ N}$ e $S = 3,5$ (fator de segurança contra flambagem), calcula-se $K = 7693,0 \text{ N}$. O momento de inércia para seção circular é calculada através de

$$J = \frac{K \cdot \lambda^2}{\pi^2 E} \quad (5)$$

Onde $\lambda = L/2$ (ver apêndice 7.1) e $E = 200 \text{ GPa}$.

Então,

$$J = 9,743 \cdot 10^{-12} \quad (6)$$

O diâmetro da haste é calculado por

$$d_h = \left(\frac{J \cdot 64}{\pi} \right)^{\frac{1}{4}}. \quad (7)$$

Portanto, o diâmetro mínimo da haste será $d_h = 3,75 \text{ mm}$. O valor calculado é bem inferior ao do atuador fabricando (10 mm), o que permite concluir que a haste está segura contra flambagem.

As dimensões do atuador estipulado através da Figura 4-17 e da Tabela 4-3.

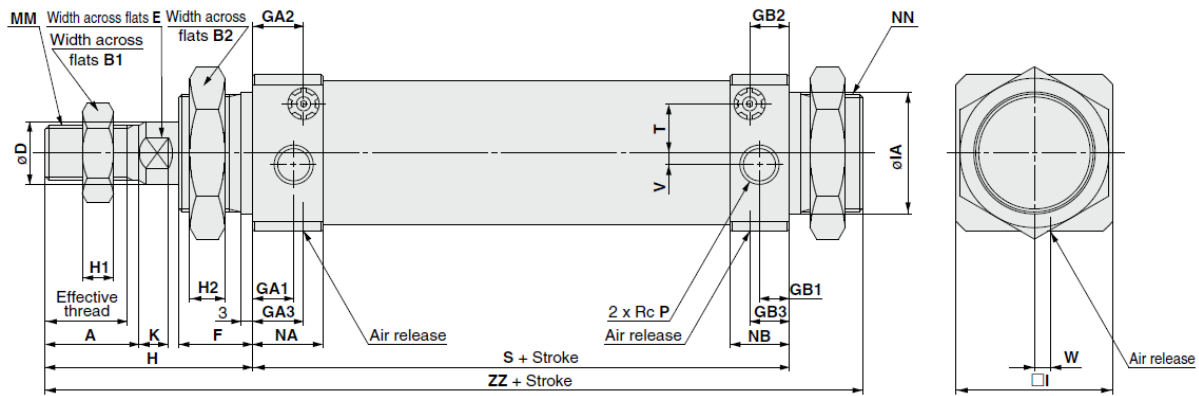


Figura 4-17. Desenho esquemático atuador Série CHN. (SMC,2016).

Tabela 4-3. Dimensões do atuador Série CHN. (SMC, 2016).

(mm)																		
Bore size (mm)	Stroke range (mm)	Effective thread length (mm)	A	B1	B2	D	E	F	GA1	GA2	GA3	GB1	GB2	GB3	H	H1	H2	I
20	25 to 300	15.5	18	13	26	10	8	16	10	12	12	8	10	10	41	5	8	31
25	25 to 400	19.5	22	17	32	12	10	16	10	12	12	8	10	10	46	6	8	34
32	25 to 500	21	24	22	38	16	14	19	11	13	13	8	10	10	53	8	9	40
40	25 to 500	21	24	24	41	18	16	21	12	17	17	11	16	16	54	10	11	48

(mm)												
Bore size (mm)	IA	K	MM	NA	NB	NN	P	S	T	V	W	ZZ
20	23f8 ^{-0.020} _{-0.053}	5	M8 x 1.25	17	15	M22 x 1.5	1/8	81	9.5	4.5	6.5	138
25	25f8 ^{-0.020} _{-0.053}	5.5	M10 x 1.25	17	15	M24 x 1.5	1/8	81	11	3.5	5.5	143
32	31f8 ^{-0.025} _{-0.064}	7.5	M14 x 1.5	18	15	M30 x 1.5	1/8	87	13	3	4	159
40	34f8 ^{-0.025} _{-0.064}	7.5	M16 x 1.5	22	21	M33 x 2	1/4	108	16	5	0	183

O próximo e último passo é verificar se o atuador selecionado de fato atende as limitações geométrica do dispositivo. Para esta validação, foi utilizado um modelo virtual em três dimensões e as seguintes figuras forma construídas.

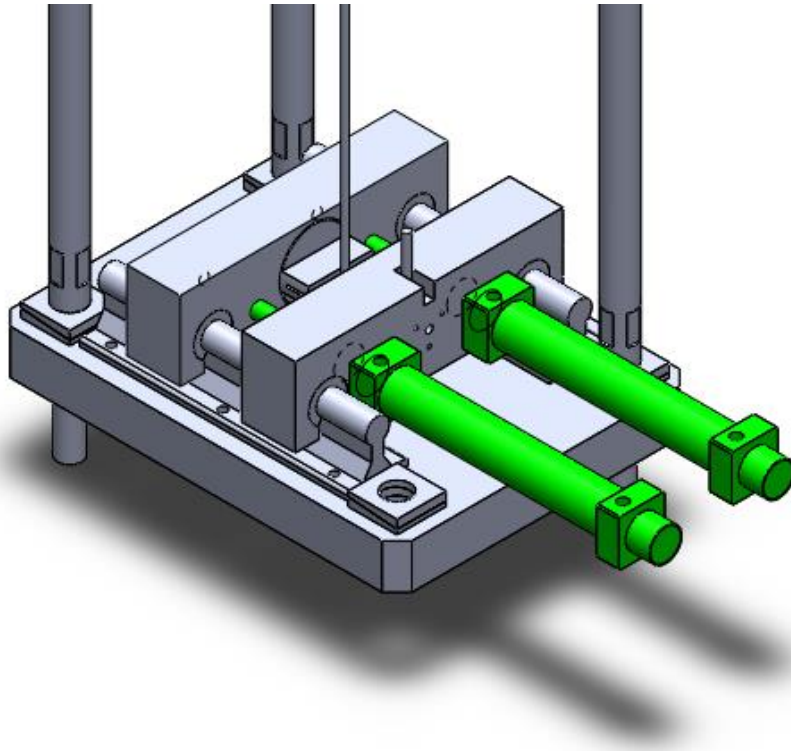


Figura 4-18. Vista isométrica do dispositivo com atuador hidráulico (haste omitida).

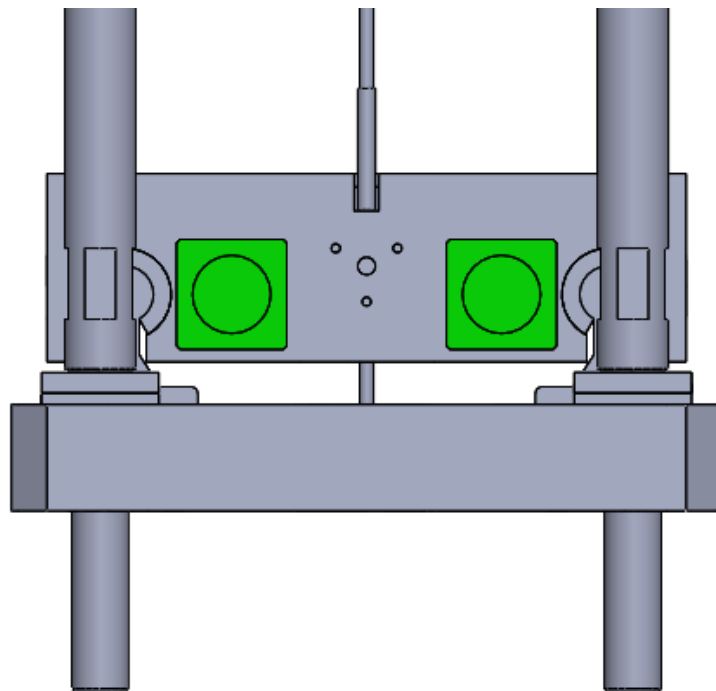


Figura 4-19. Vista frontal do dispositivo com atuador hidráulico.

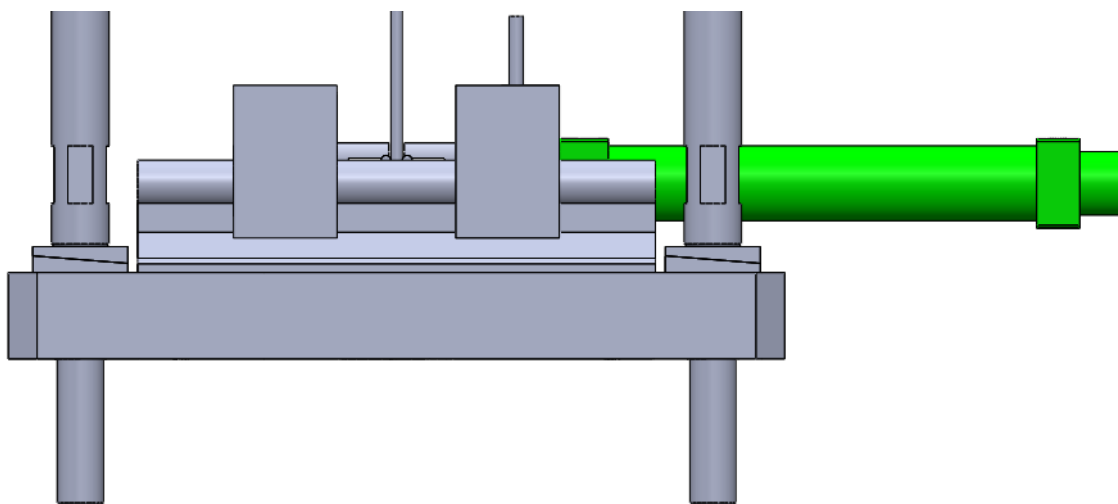


Figura 4-20. Vista lateral do dispositivo com atuador hidráulico.

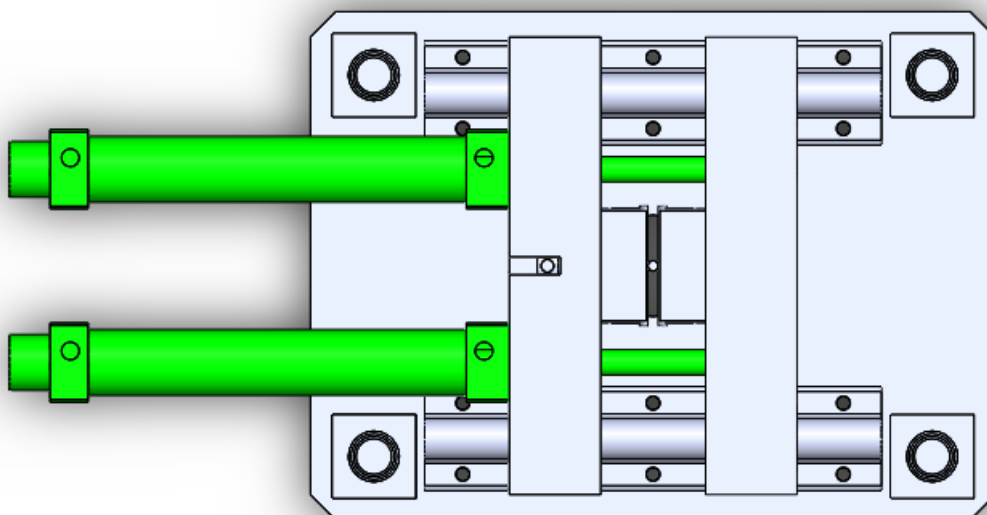


Figura 4-21. Vista superior do dispositivo com atuador hidráulico.

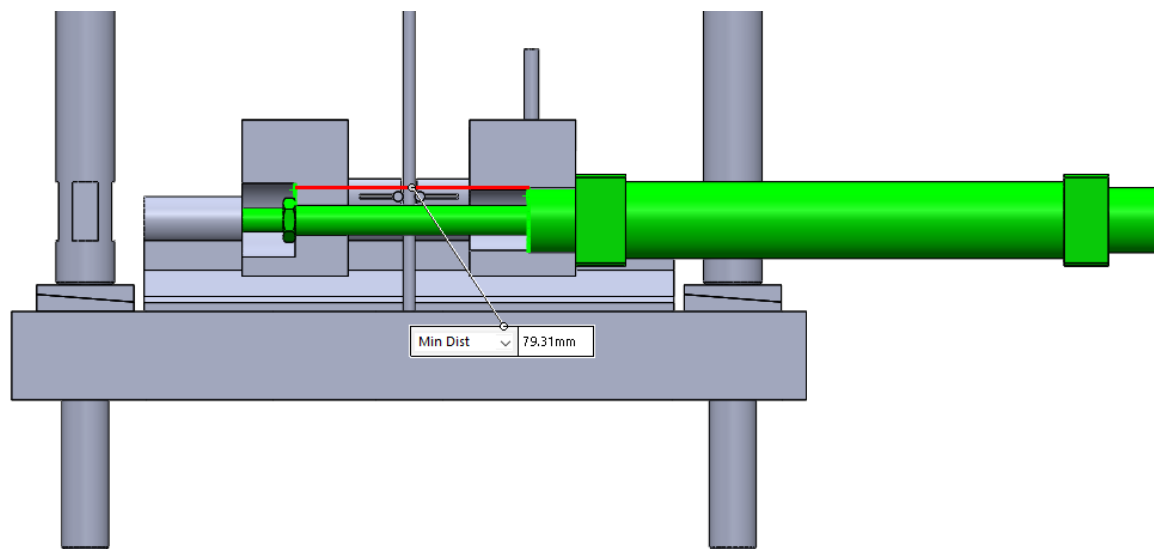


Figura 4-22. Vista de corte lateral do dispositivo com atuador hidráulico.

A Figura 4-18 representa o dispositivo em sua vista isométrica, onde a haste em primeiro plano foi omitida para melhor visualização dos componentes em questão. A Figura 4-19 é a vista frontal do dispositivo, nesta figura é importante verificar que ambos os atuadores estão livres de qualquer contato, inclusive, fora da linha de contato dos rolamentos lineares. A Figura 4-20 é a vista lateral do dispositivo, onde fica evidente a porção do atuador que “flutua” além da mesa inferior. Nesta vista, o atuador também está livre de qualquer possível contato indesejado com outro componente. A Figura 4-21 é a vista superior do dispositivo, onde é possível verificar que o comprimento de haste é suficiente para efetivar o contato entre os fios em ensaio. Por fim, a Figura 4-22 é a vista em corte da lateral do dispositivo, nela é importante verificar que a distância que a haste deve vencer é de 79,31 *mm*, portanto, conclui-se que a haste tem comprimento suficiente para atender ao projeto.

5 RESULTADO DAS SOLUÇÕES

5.1 SOLUÇÃO ADOTADA

Como visto em seção passada, a solução pneumática não atende ao projeto devido aos fatores geométricos, posto que para atender a força prevista pelo projeto, o diâmetro do cilindro dos atuadores pneumáticos seria muito grande, provocando interferência com outros componentes ou apresentando deficiência de operação. A solução analisada em seguida foi a utilizando atuadores hidráulicos. Esta solução se mostrou bastante atrativa, pois além de permitir a operação de força na faixa desejada, também possui corpo do cilindro compacto, contornando as limitações geométricas impostas pelo dispositivo. Os atuadores hidráulicos atendem à demanda de força, restrição de espaço e contribuem para que a massa do dispositivo seja reduzida, desta forma, optou-se pela solução com atuadores hidráulicos em vez dos atuadores pneumáticos.

Então, uma série de componentes foram projetados para atender ao atuador hidráulico. A apresentação e validação de cada um destes componentes é o objetivo deste capítulo.

5.1.1 Componentes projetados

No caso do layout com atuadores hidráulicos dispostos paralelamente, foram projetados as mesas deslizantes e os suportes dos fios horizontais, além da seleção dos atuadores e da célula de carga.

No dispositivo existirão duas mesas deslizantes, que tem o objetivo de transmitir o carregamento dos atuadores para os suportes dos fios transversais, que por sua vez transmitem para fios transversais nestes posicionados, posteriormente transmitindo os esforços radialmente para o fio posicionado horizontalmente.

Para que estas forças sejam aplicadas com a intensidade correta, é necessário saber a intensidade da mesma, assim sendo, uma célula de carga deve ser adicionada ao sistema. Este instrumento será posicionado em uma das mesas deslizantes. Para diferencia-la da outra mesa deslizante, aquela será chamada de Mesa Deslizante com Célula de carga.

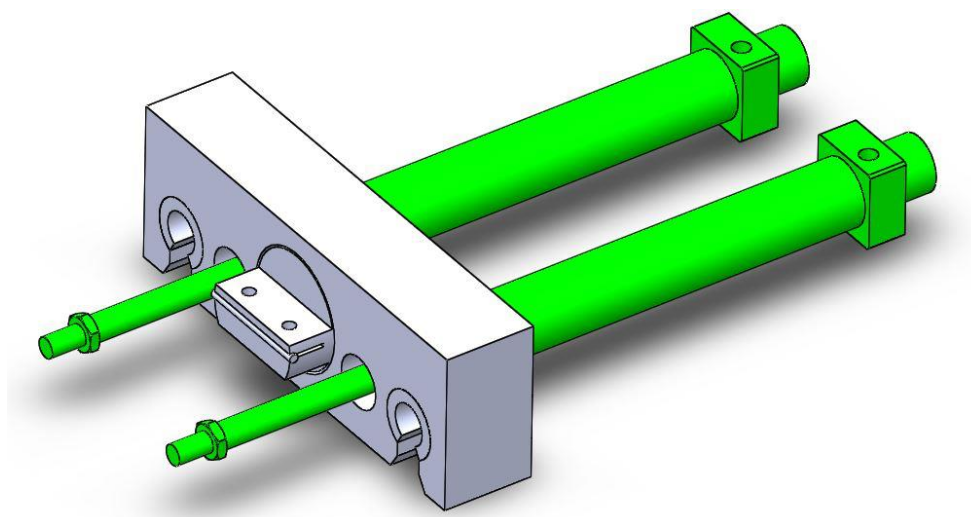


Figura 5-1. Montagem da Mesa Deslizante com célula de carga e os componentes a ela acoplados.

Nesta mesa serão fixados o corpo dos dois atuadores, dois rolamentos lineares, um suporte de fios transversais além da célula de carga, posicionada entre a mesa e o suporte do fio transversal.

Existirá um desnível, 16,7 mm, da superfície frontal da mesa até a superfície que os furos serão feitos para acomodação do suporte e outro desnível, em relação a última superfície citada, com finalidade de abrigar a célula de carga, conforme Figura 5-2. A imagem é o corte da vista isométrica com a célula de carga destacada na cor azul.

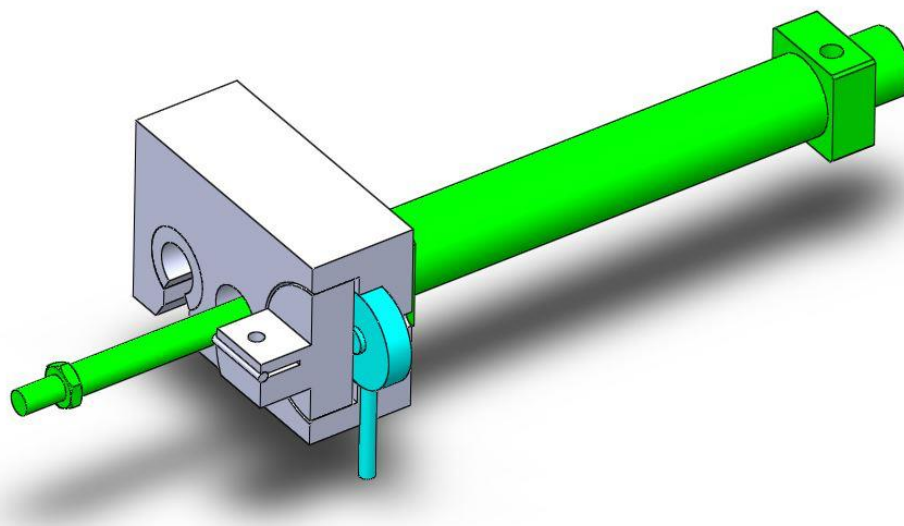


Figura 5-2. Vista isométrica em corte destacando a célula de carga.

A Célula de carga será parafusada à mesa deslizante em três furos. Além disso, um furo será feito na face superior da mesa deslizante, com a finalidade de posicionar o fio de comunicação da célula de carga.

Para que ensaios com diferentes ângulos entre o fio horizontal e fios transversal, furos serão postos com deslocamentos de 10° , 15° , 20° , 30° e 90° em relação a linha vertical conforme indicado na Figura 5-3.

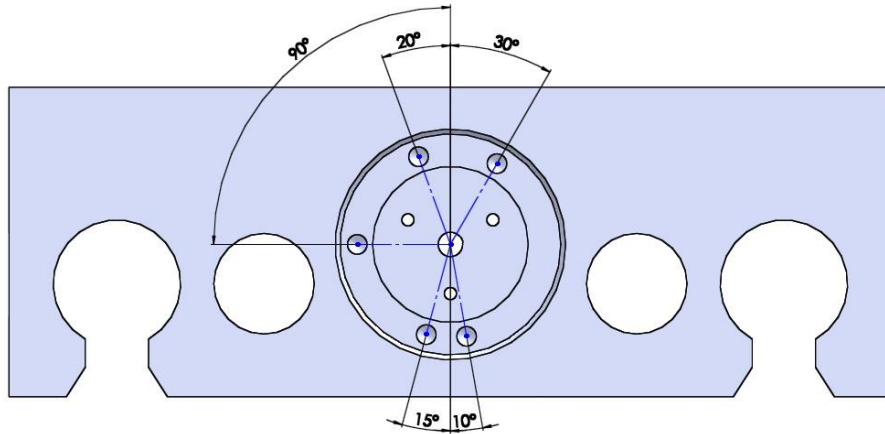


Figura 5-3. Vista Frontal da mesa deslizante que abriga a célula de carga contendo as cotas dos ângulos dos furos do pino sem os demais componentes nela anexados.

A extremidade de um pino será posicionado, em um dos cinco furos. Para mudar o ângulo entre os fios, corpos de prova dos ensaios, o pino é deslocado de um furo para outro na mesa deslizante. A outra extremidade será posicionada em um furo localizado na face de trás do suporte do fio transversal, ilustrada na Figura 5-4.

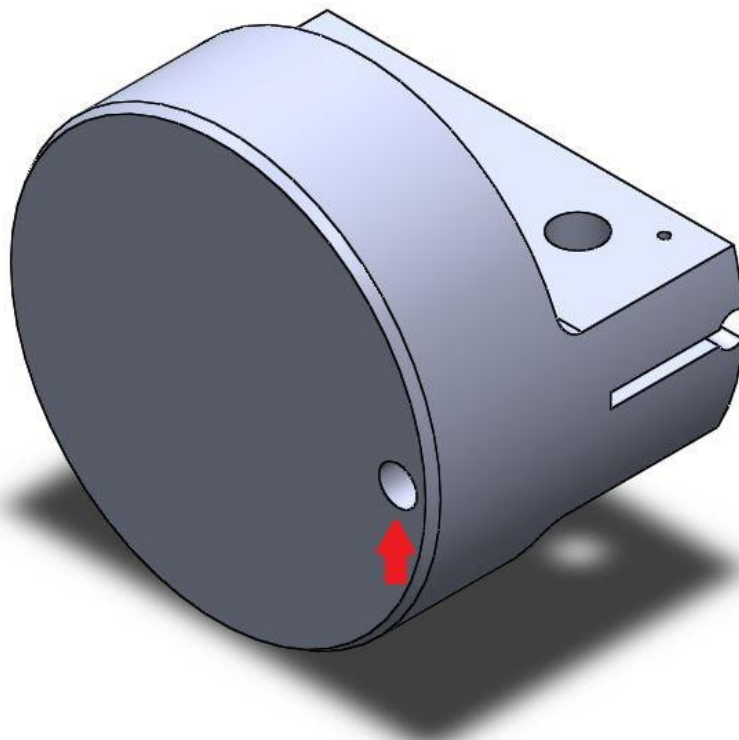


Figura 5-4. Suporte do fio transversal com furo para posicionamento do pino em evidência.

Já no caso da mesa deslizante, onde as hastes dos atuadores são fixadas, existe apenas o desnível para acomodar o suporte do fio transversal, uma vez que neste caso, não necessitará de uma célula de carga já que a leitura de uma célula de carga seria a mesma da célula de carga alocada na outra mesa deslizante.

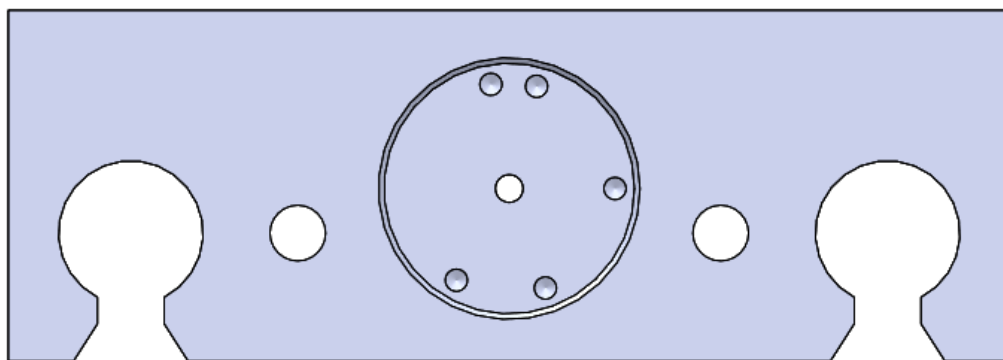


Figura 5-5. Vista frontal da mesa deslizante sem célula de carga.

Como foi dito, em cada mesa deslizante, um suporte de fio transversal será acoplado. Os dois componentes são idênticos, diferindo apenas no posicionamento do furo do pino. Um ficará mais à direita na face posterior (Figura 5-4) e o outro, será feito mais à esquerda, ambos na linha horizontal que divide a peça em duas partes iguais.

Estes componentes possuem corpo cilíndrico com uma protuberância na face frontal contendo um furo longitudinal para abrigar o fio (corpo de prova). Nesta parte do suporte um rasgo passante será feito, permitindo sua deformação e fazendo com que o fio permaneça inerte em relação ao suporte, Figura 5-6.

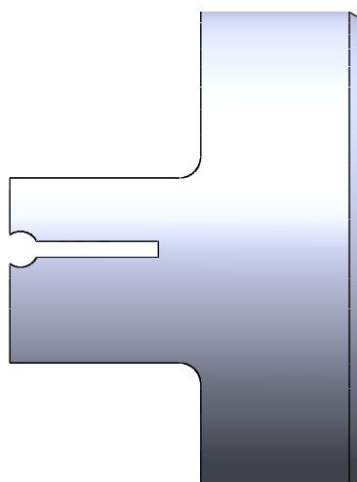


Figura 5-6. Vista lateral do Suporte do Fio Transversal.

Para isso dois furos passantes serão feitos na face superior da protuberância. Nela, parafusos de potência serão postos a fim de aproximar as duas partes separadas pelo rasgo, conforme a Figura 5-7.

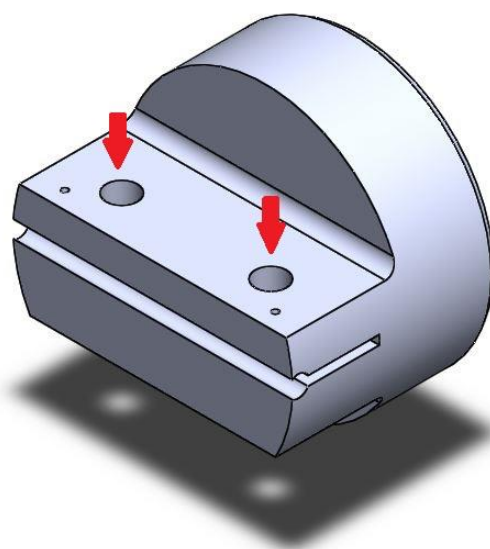


Figura 5-7. Vista isométrica do Suporte de Fio Transversais com furos em evidência.

Outra importante medida tomada no projeto dos suportes, é que dois furos rosqueados serão feitos a fim de que parafusos M1 sejam posicionados. Seu objetivo é evitar que o fio transversal se mova, em relação ao suporte durante o ensaio. Como pode ser visto na Figura 5-8, o furo será feito deslocado 15° em relação ao eixo vertical.

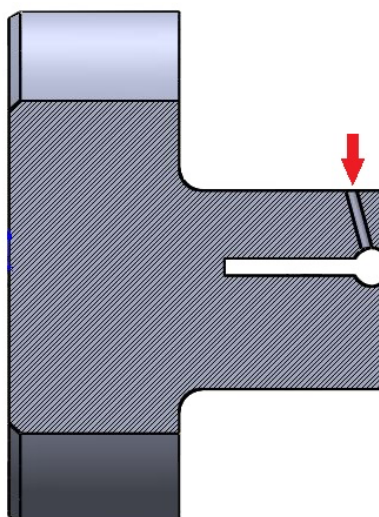


Figura 5-8. Corte da vista direita em detalhe do furo.

Para evitar problemas com desalinhamento, sugere-se que dois pinos machos sejam usinados em um dos suportes. Em contrapartida, no outro suporte seriam feitos furos a fim de que se encaixem um no outro, porem com folga suficiente para não interferir no ensaio, conforme Figura 5-9. Esta solução fica como sugestão para trabalhos futuros.

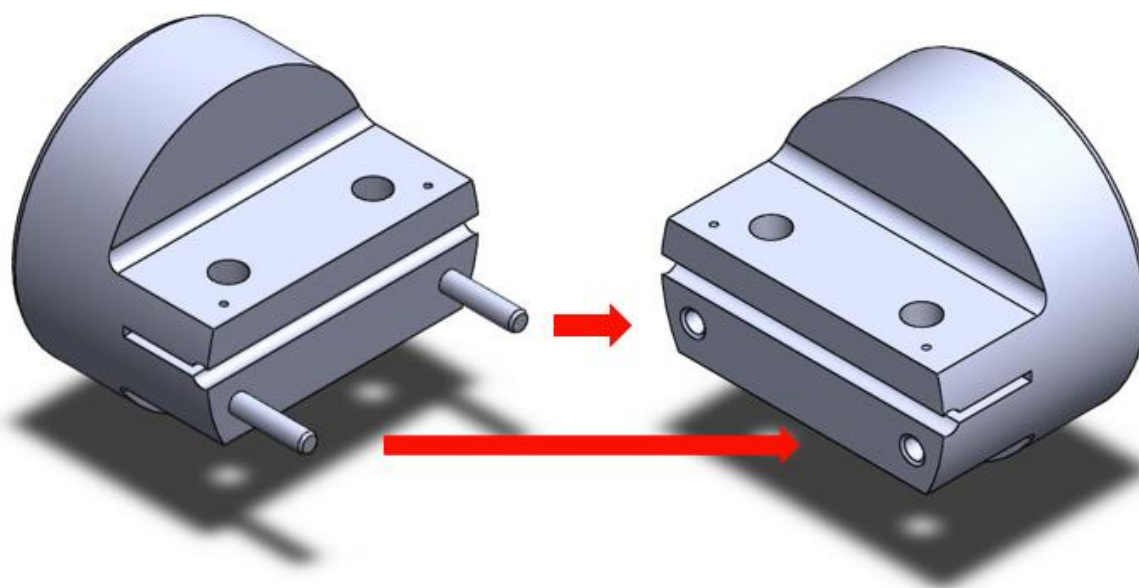


Figura 5-9. Mecanismo para evitar desalinhamento entre os fios.

5.2 VALIDAÇÃO DOS COMPONENTES PROJETADOS.

A fim de garantir que os componentes projetados suportem as cargas de trabalho, foram feitas simulações no software Solidworks, através do método de elementos finitos. No apêndice 7.3 estão detalhados os passos tomados nas simulações. Vale ressaltar que o estudo utilizando o método de elementos finitos, foi feito apenas a título de validação dos componentes, não sendo aprofundado neste

texto, já que não é o foco do trabalho. Em todas as simulações expostas foi utilizado o método de Von-Mises.

Nesta seção será feita uma apresentação da metodologia adotada para cálculo do coeficiente de segurança utilizado neste trabalho, posteriormente, os resultados obtidos a partir da análise de elementos finitos.

5.2.1 Coeficiente de segurança

A escolha do fator de segurança é uma etapa de grande importância em um projeto, já que fatores muito grandes podem demandar excesso de material e consequentemente elevados custos, por outro lado, fatores de segurança muito baixos aumentam a probabilidade de falha de um componente. Desta forma, é necessário que o fator de segurança esteja próximo de valores que proporcionarão segurança adequada ao projeto, sem comprometer seu custo e peso.

O método para escolha do fator de segurança utilizado neste trabalho foi proposto por Jack Collins, publicado no seu livro de projeto de elementos de máquinas. Este método segmenta a seleção em uma série de decisões menores, semiquantitativas, que podem ser ponderadas e recombinadas empiricamente para calcular um fator de segurança de projeto aceitável, sob medida para aplicação específica. Mesmo projetistas experientes valorizam esta abordagem quando se defrontam com projeto de um novo produto ou reprojeta um produto existente para nova aplicação. (COLLINS, 2006)

O fator de segurança pode ser calculado através de oito fatores de penalização, que são, como ditos anteriormente, ponderados e recombinados empiricamente. De acordo com COLLINS (2016), os oito fatores de penalização são os seguintes:

1. *A precisão com que podem ser determinadas as cargas, forças, deflexões ou outros agentes indutores de falha;*
2. *A precisão com que as tensões ou outros fatores de severidade de carregamento podem ser determinados a partir das forças ou de outros fatores indutores de falha;*
3. *A precisão com que as resistências à falha ou outras medidas de falha podem ser determinadas para o material selecionado segundo o modo de falha adequado;*
4. *A necessidade de se restringir material, peso, espaço ou custo;*
5. *A gravidade das consequências da falha em termos de vidas humanas e/ou danos à propriedade;*
6. *A qualidade da mão-de-obra na fabricação;*
7. *As condições de operação;*

8. *A qualidade de inspeção e da manutenção disponível ou possível durante a operação.*

Cada um destes oito fatores de penalização apresentados acima pode ser avaliado semiquantitativamente por número de penalização (NP), que variam de -4 a $+4$. O significado de cada um destes fatores pode ser conferido na Tabela 5-1.

Tabela 5-1. Números de penalização (COLLINS, 2006)

$NP = 1$	Mudança levemente necessária de fator de segurança
$NP = 2$	Mudança moderadamente necessária de fator de segurança
$NP = 3$	Mudança fortemente necessária de fator de segurança
$NP = 4$	Mudança extremamente necessária de fator de segurança

Os valores dos números de penalização podem ainda receber valores positivos caso haja necessidade de se aumentar o valor do coeficiente de segurança ou valores negativos, caso o coeficiente de segurança possa assumir valores menores.

O primeiro passo para o cálculo do fator de segurança é a soma de todos os números de penalização com o seu sinal. Desta forma, a soma destes fatores é igual a

$$t = \sum_{i=1}^8 (NP)_i. \quad (8)$$

Caso a soma dos números de penalização (t) seja maior ou igual a 6, o fator de segurança (n_d) é calculado por

$$n_d = 1 + \frac{(10 + t)^2}{100}. \quad (9)$$

Caso a soma (t) seja menor que 6, $n_d = 1,15$.

5.2.2 Cálculo do fator de segurança

Para o desenvolvimento do dispositivo de *fretting*, foram assumidos os seguintes números de penalização:

- *Conhecimento preciso do carregamento* $NP1 = 2$;
- *Cálculo preciso das tensões* $NP2 = 3$;
- *Conhecimento preciso da resistência* $NP3 = 1$;
- *Necessidade de restringir material* $NP4 = -1$;

- Gravidade das consequências de falha NP5 = -2;
- Qualidade da mão-de-obra na fabricação NP6 = -3;
- Condição de operação NP7 = -2;
- Qualidade de inspeção e manutenção NP8 = -2.

Deste modo, $t = -4$, que é maior do que -6 . Então o fator de segurança será calculado como

$$n_d = 1 + \frac{(10 + (-4))^2}{100} = 1,36. \quad (10)$$

Portanto, para fim de verificação do coeficiente de segurança de componentes, todos os elementos deverão apresentar um coeficiente de segurança de no mínimo $n_d = 1,36$, porém será adotado o valor superior de $n_d = 1,40$ por questão de segurança.

5.2.3 Mesa deslizante sem atuador

No caso da mesa deslizante, as cargas foram dispostas nos furos onde serão rosqueados os atuadores, perpendiculares a face frontal, conforme as setas na cor roxa, na Figura 5-10.

Para fins de simulação, levando em conta que durante o ensaio este elemento fica praticamente estático em relação aos trilhos, a superfície da mesa em contato com a célula de carga foi fixada, Figura 5-10.

Pode-se perceber que a tensão máxima sofrida pelo componente, é inferior ao limite de escoamento, portanto, as dimensões e o material selecionado (aço 1045) foram aprovados neste quesito.

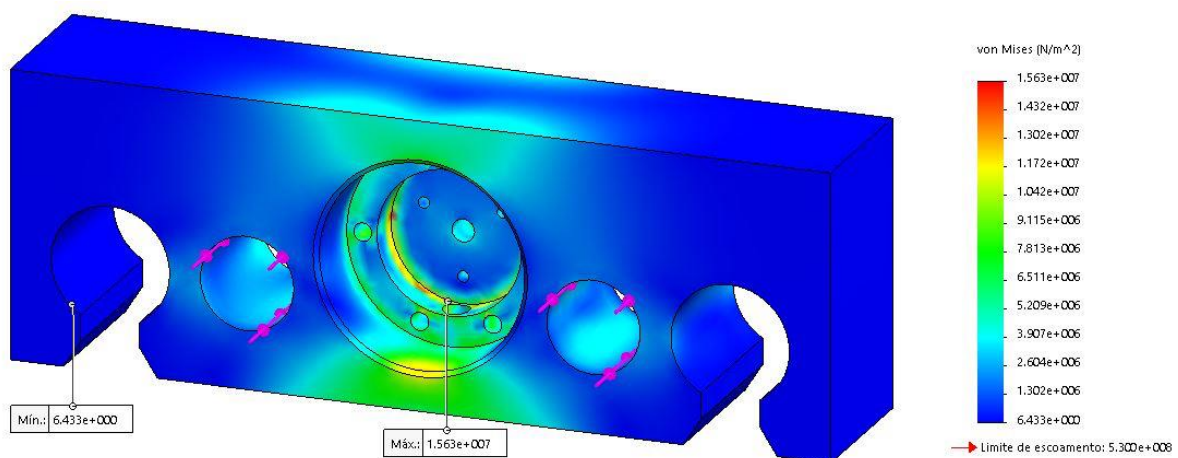


Figura 5-10. Distribuição de tensões na mesa deslizante com célula de carga.

Outro parâmetro do projeto é a seleção dos os rolamentos lineares selecionados. O deslocamento limite dos Rolamentos Lineares da Mitay (2016) é de 12 μm , valor superior ao máximo observado pela simulação, como pode ser visto na Figura 5-11.

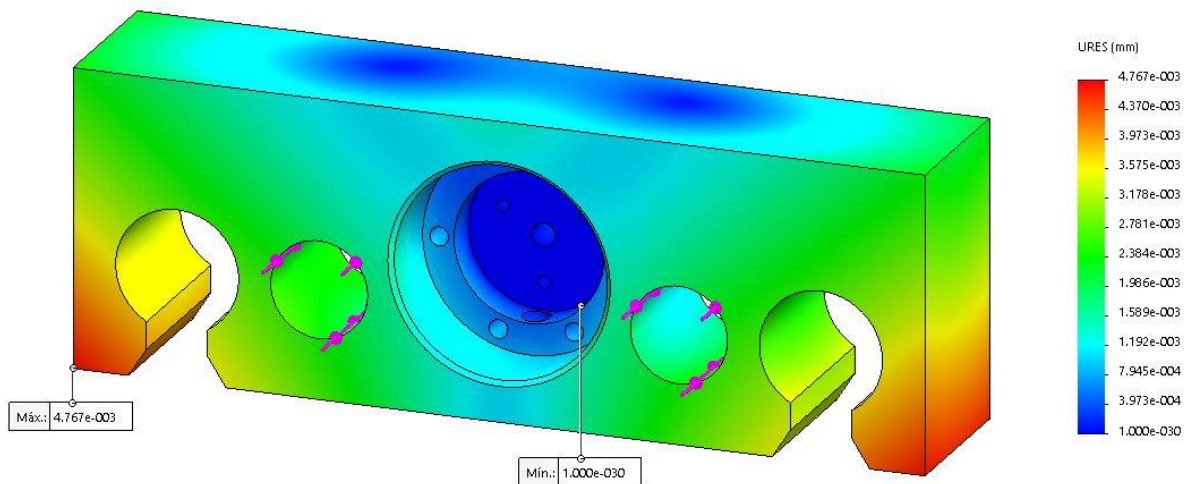


Figura 5-11. Possíveis deslocamentos sofridos pela Mesa deslizante com Célula de Carga.

Foi validado também o coeficiente de segurança calculado na seção 5.2.1, (aproximadamente 1,4) conforme mostra a Figura 5-12.

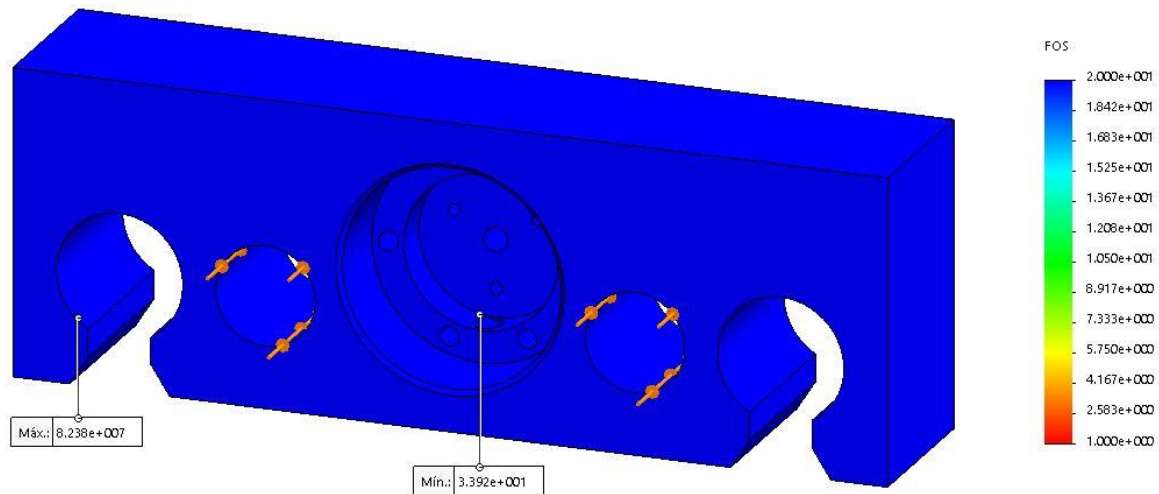


Figura 5-12. Estudo do Fator de segurança da Mesa Deslizante com Célula de Carga.

A fim de descobrir a resistência à fadiga deste componente, foi realizada uma análise de durabilidade, obtendo-se uma vida superior a ordem de grandeza de 10^6 ciclos. Os critérios de fadiga utilizados neste estudo, foram empregados a partir do banco de dados do próprio *software*, sendo necessária somente a seleção do material.

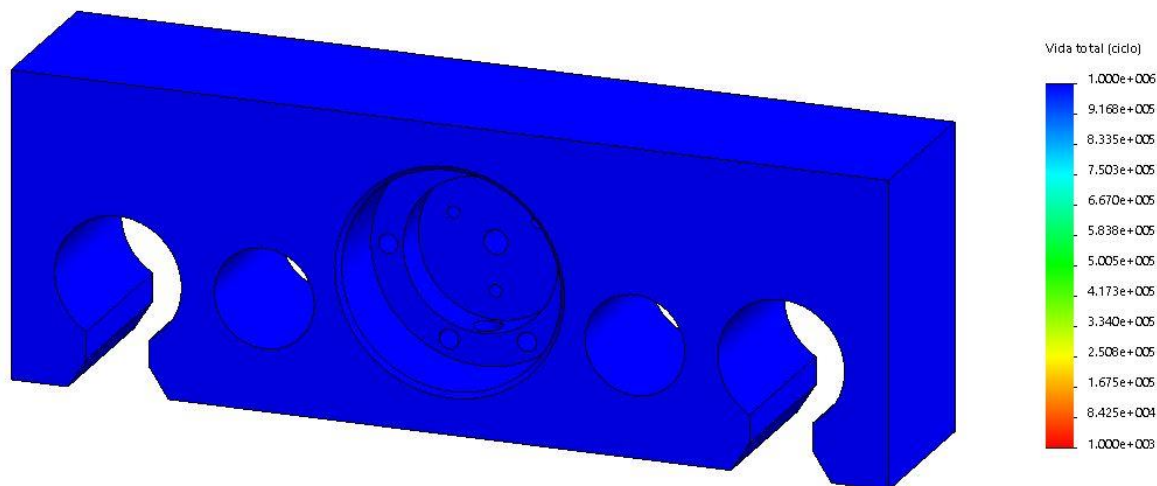


Figura 5-13. Estudo de fadiga na Mesa de Deslizamento com Célula de Carga.

5.2.4 Mesa Deslizante sem Célula de Carga.

De forma semelhante as simulações foram feitas para a Mesa Deslizante sem Célula de Carga, utilizando a mesma superfície de fixação. Porém por características diferenciadas da peça, os pontos de aplicação dos carregamentos, foram postos nas faces em contato com as roscas das hastes dos atuadores, conforme setas na cor roxa, Figura 5-14. Novamente o aço selecionado foi o 1045.

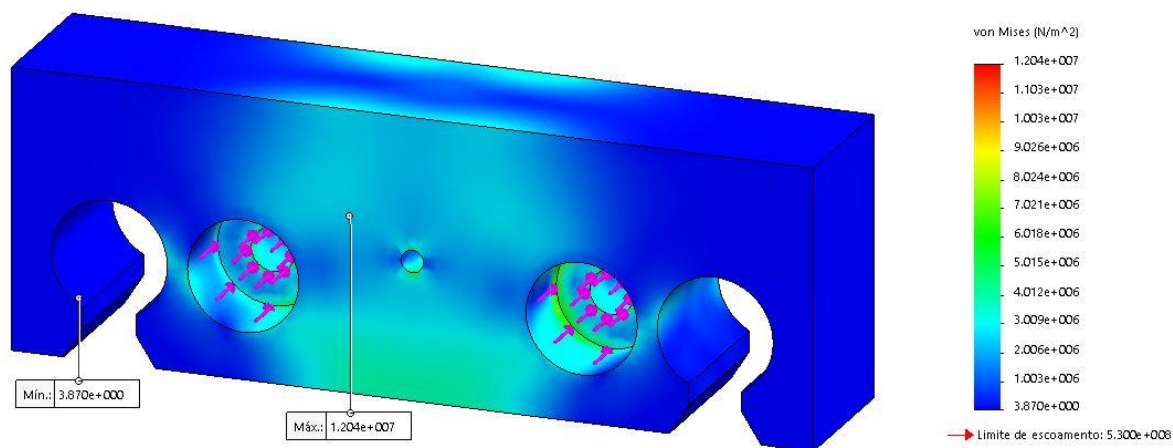


Figura 5-14. Distribuição de tensões na Mesa Deslizantes sem Célula de Carga.

Percebe-se nas Figura 5-14 e Figura 5-15 que a tensão máxima não ultrapassa o limite de escoamento.

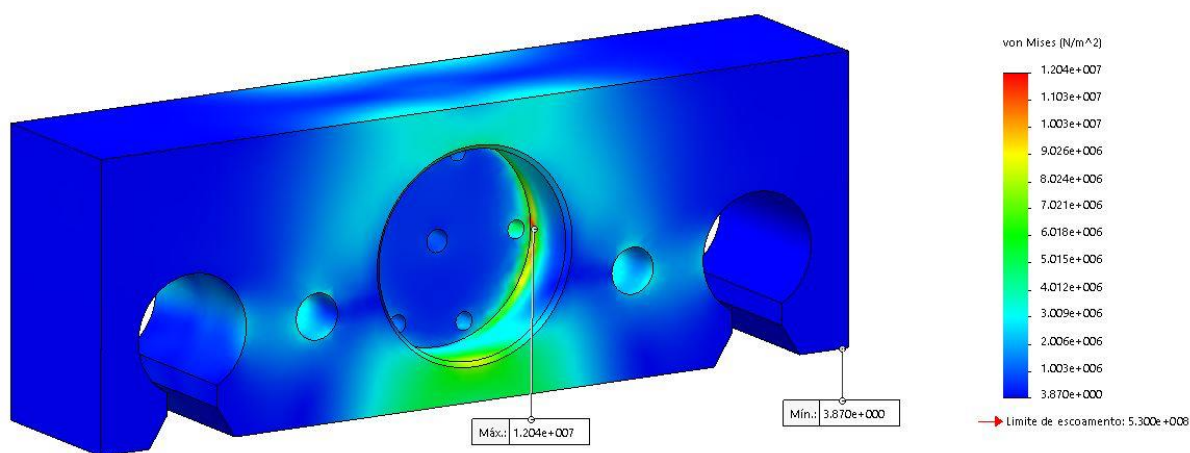


Figura 5-15. Distribuição de tensões na Mesa Deslizantes sem Célula de Carga.

Como aconteceu no componente anterior, o deslocamento máximo observado na Mesa Deslizante sem Célula de Carga, é novamente inferior ao admitido nos Rolamentos Lineares da Mitay (2016), ficando em torno de 5 μm .

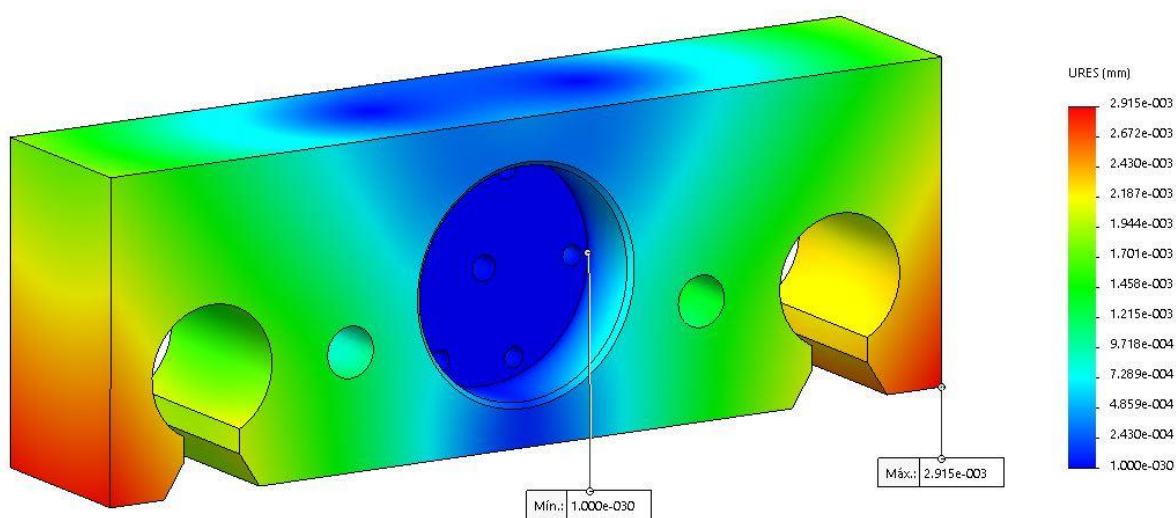


Figura 5-16. Distribuição de tensões na Mesa Deslizantes sem Célula de Carga.

Foi validado também o coeficiente de segurança calculado na seção 5.2.1, aproximadamente 1,4, conforme mostra a Figura 5-16.

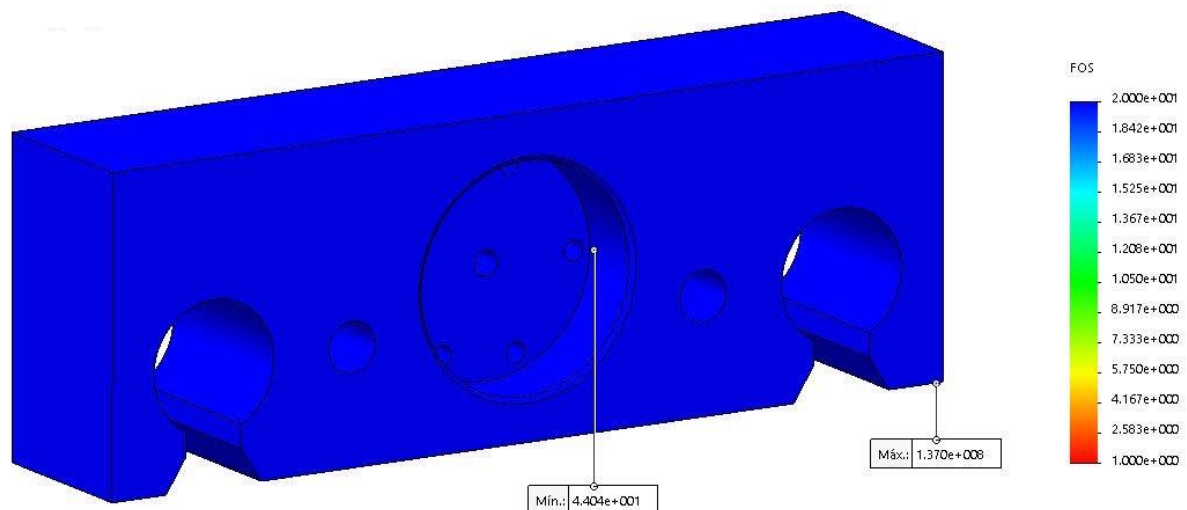


Figura 5-17. Estudo do Fator de segurança da Mesa Deslizante com Célula de Carga.

O estudo da vida por fadiga foi feito da mesma forma que na mesa portadora da célula de carga, demonstrando que o componente terá uma vida superior a uma ordem de grandeza de 10^6 ciclos.

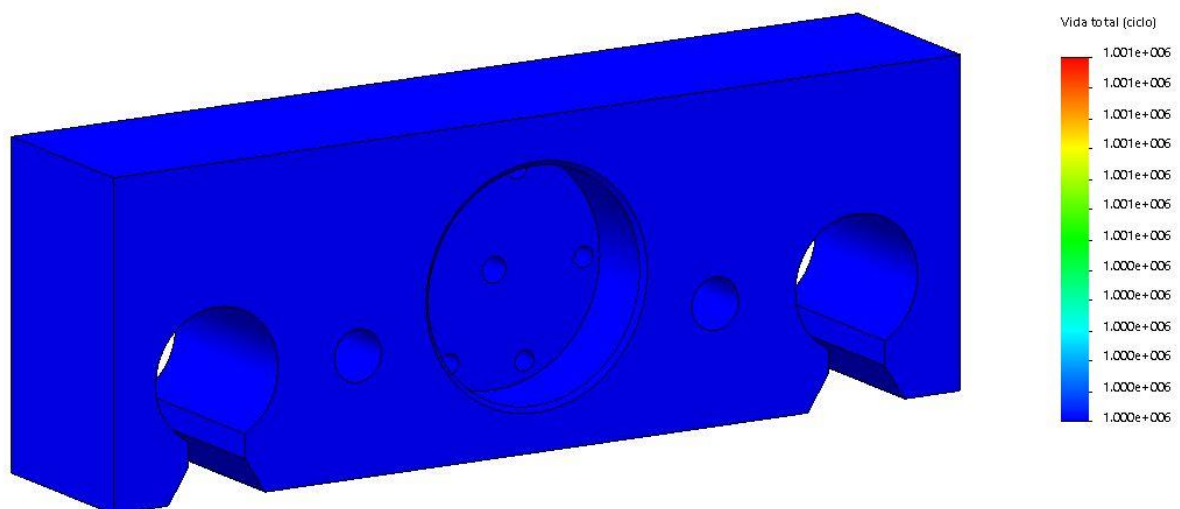


Figura 5-18. Estudo de fadiga na Mesa de Deslizamento com Célula de Carga.

5.2.5 Suporte de fios

Nos suportes dos fios observa-se a presença de esforços horizontais, provocados pelo atrito entre as superfícies dos fios transversais e o horizontal. Porém estes valores não são conhecidos, logo, para estimar a carga limite na direção Y, em cada suporte, foram feitas análises numéricas.

Primeiro foi distribuída uma carga unitária ao longo da superfície superior em contato com o fio. Poderia estar localizada na superfície inferior já que durante o ensaio o conjunto é deslocado para cima e para baixo, variando o carregamento positivo e negativamente em torno da origem na direção horizontal.

Em seguida foi fixada a peça na parte traseira, onde durante a montagem ficará alojada no interior da mesa deslizante. As faces rosqueadas em contato com os parafusos de potência também foram fixadas.

O objetivo era estudar somente o carregamento horizontal, portanto não foi aplicado o carregamento radial nem o pré-carregamento. Para que estes fossem contemplados uma nova simulação foi feita utilizando os demais esforços. Os resultados serão apresentados adiante.

A malha foi criada com maior densidade de elementos próximos ao contato com o fio e nos furos dos parafusos foi alocada, região bastante solicitada.

Os dois suportes são idênticos sobre a ótica de elementos finitos, já que se diferem apenas no local do furo do pino, região que não será exposta a carregamentos. Os furos serão posicionados simetricamente, um a esquerda de um dos suportes e outro à direita do suporte oposto. Ambos os furos com 19 mm de distância do eixo horizontal e localizados em sobre o eixo vertical da peça. Por este motivo serão apresentados apenas os resultados de um dos suportes.

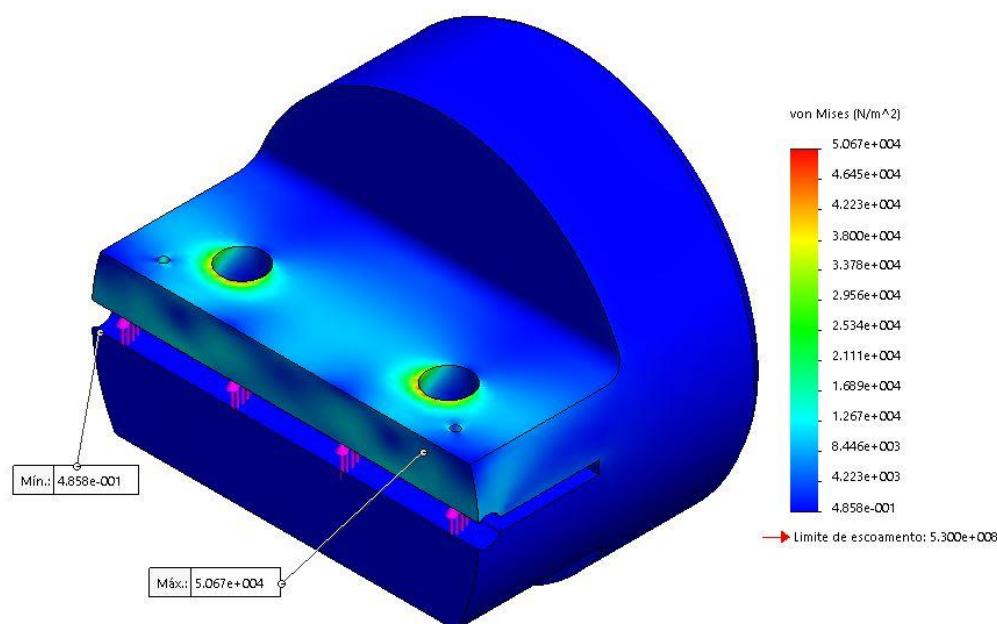


Figura 5-19. Distribuição de tensões no Suporte de fios transversais submetido a carga unitária.

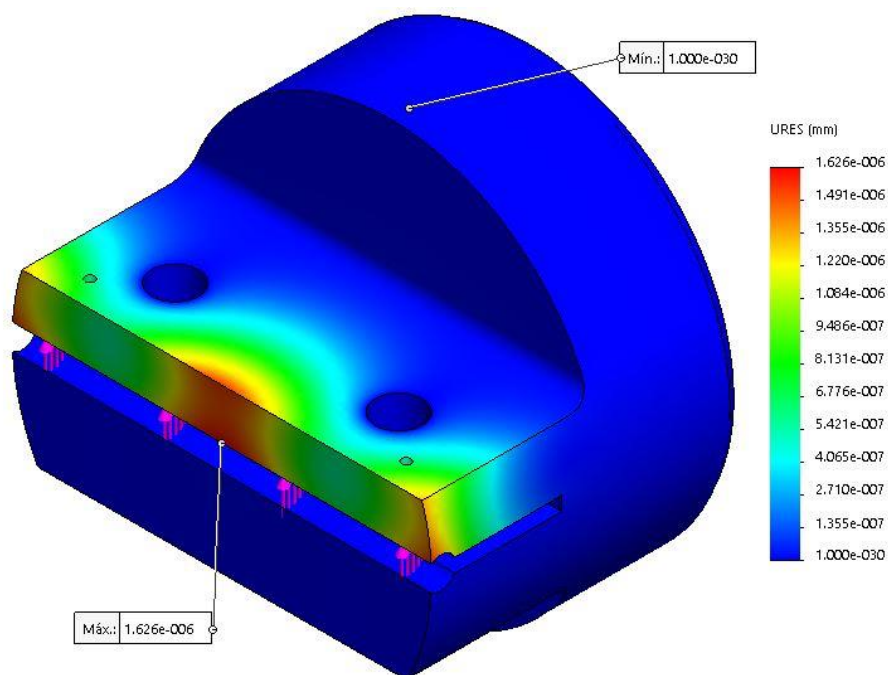


Figura 5-20. Possíveis deslocamentos sofridos pelo Suporte de fios transversais submetido a carga unitária.

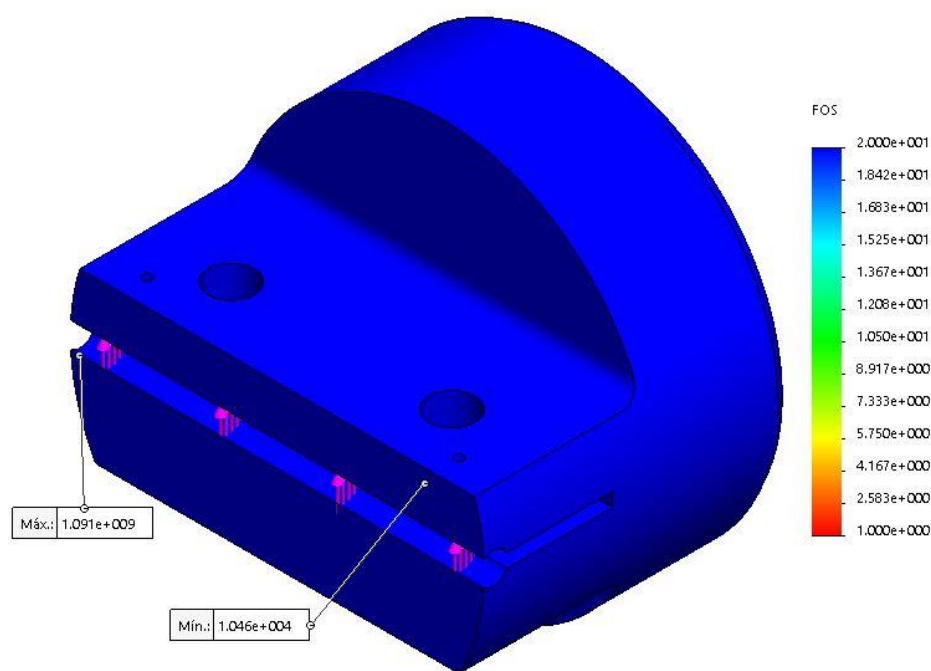


Figura 5-21. Estudo do Fator de segurança no Suporte de fios transversais submetido a carga unitária.

Tendo a tensão máxima em mãos, pela proporção desta com o limite do escoamento do material, aço 1045, foi possível encontrar a carga máxima suportada pela entidade aplicada verticalmente nas condições citadas acima.

Portanto o suporte resiste a uma carga vertical inferior à 9460 N. A Figura 5-22, gerada pelo software após rodada a simulação, contém mais detalhes sobre a criação da malha.

Nome do estudo	Análise estática 3 (-Default-)
Tipo de malha	Malha sólida
Gerador de malhas usado	Malha mesclada com base em curvatura
Pontos Jacobianos	4 pontos
Controle de malha	Definido
Tamanho máximo do elemento	1.32065 mm
Tamanho mínimo do elemento	0.26413 mm
Qualidade da malha	Alta
Total de nós	205762
Total de elementos	143575
Proporção máxima	10.702
Porcentagem de elementos com Proporção < 3	99.9
Porcentagem de elementos com Proporção > 10	0.00139
% de elementos distorcidos (Jacobiana)	0
Tempo para conclusão da malha (hh:mm:ss)	00:00:10
Nome do computador	PC-MARCELO

Figura 5-22. Detalhamento da malha gerada.

Para a carga radial, o mesmo procedimento foi adotado, porém neste caso, a carga radial na direção vertical é conhecida. Além disso, os parafusos de potência, responsáveis por garantir que o fio não seja deslocado em relação ao suporte, foi adicionado ao estudo com pré-carga aplicada (500 *kgf*) conforme mostra a Figura 5-23. Portanto seguem abaixo os resultados das simulações.

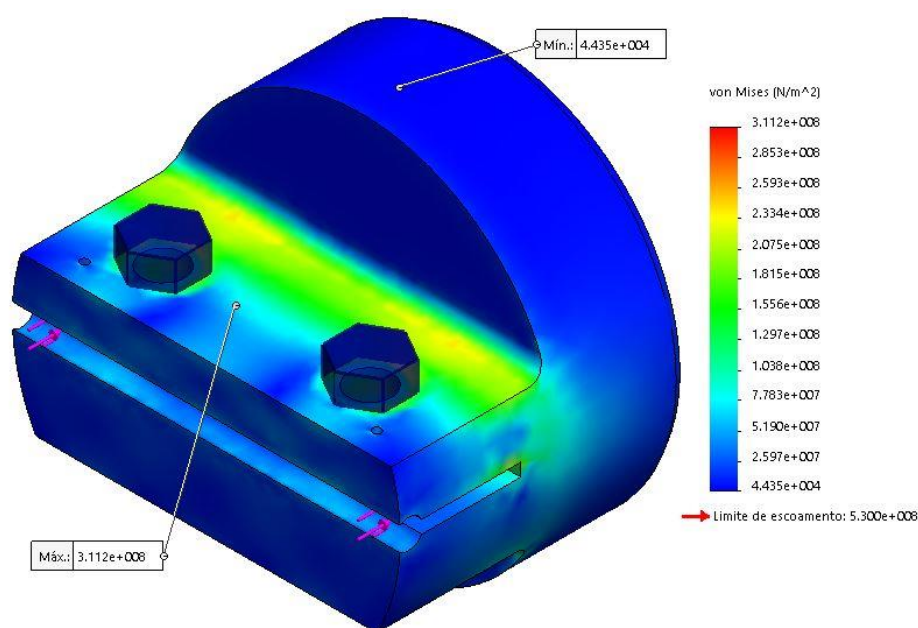


Figura 5-23. Distribuição de tensões no Suporte de fios transversais submetido a carga unitária com parafusos de potência.

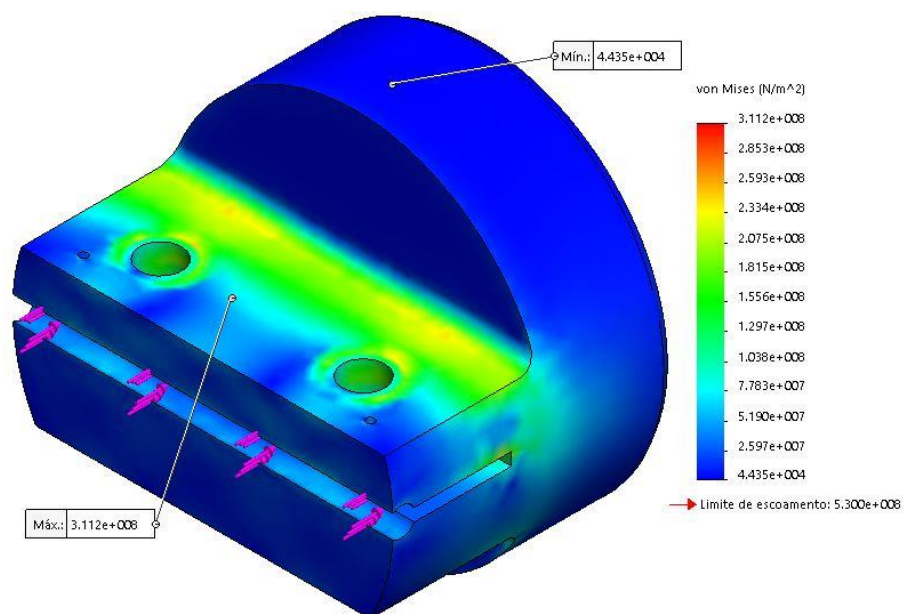


Figura 5-24. Detalhe da máxima tensão na superfície em contato com a cabeça do parafuso.

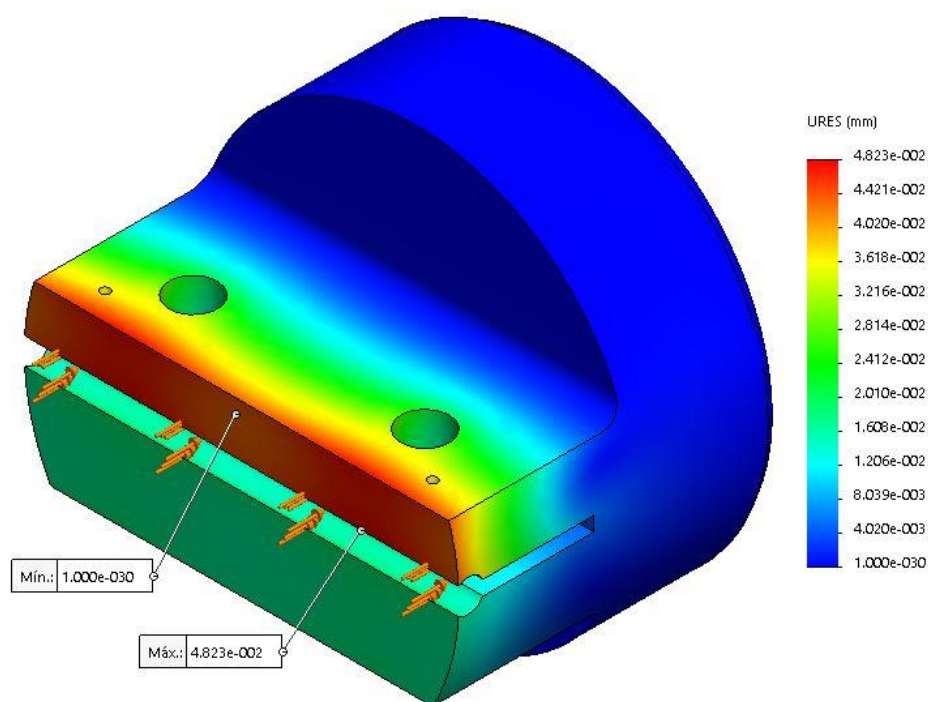


Figura 5-25. Possíveis deslocamentos sofridos pelo Suporte de fios transversais submetido a carga unitária.

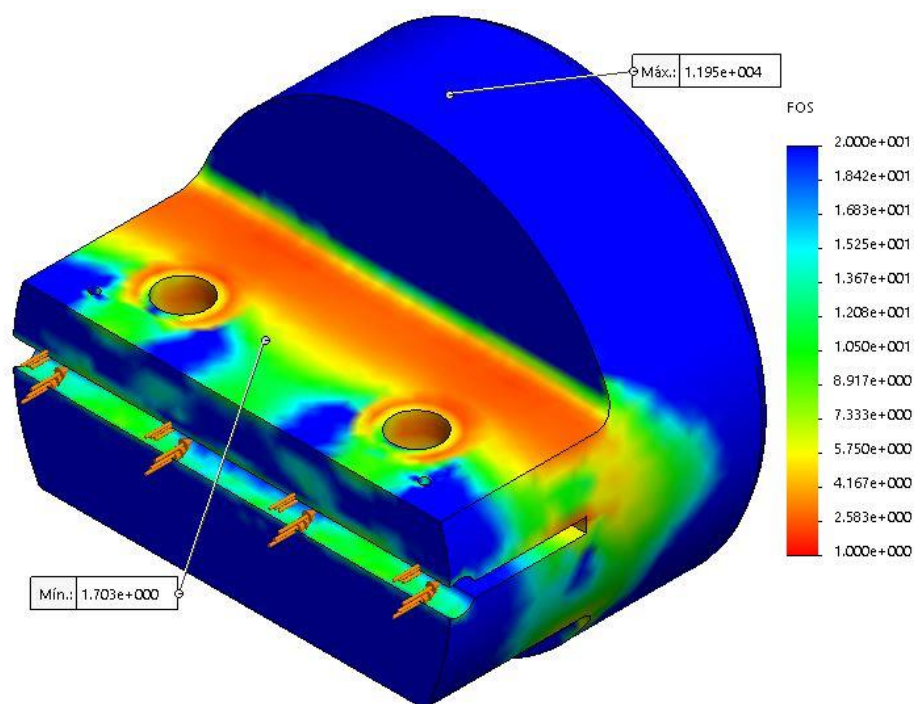


Figura 5-26. Estudo do Fator de segurança no Suporte de fios transversais submetido a carga unitária.

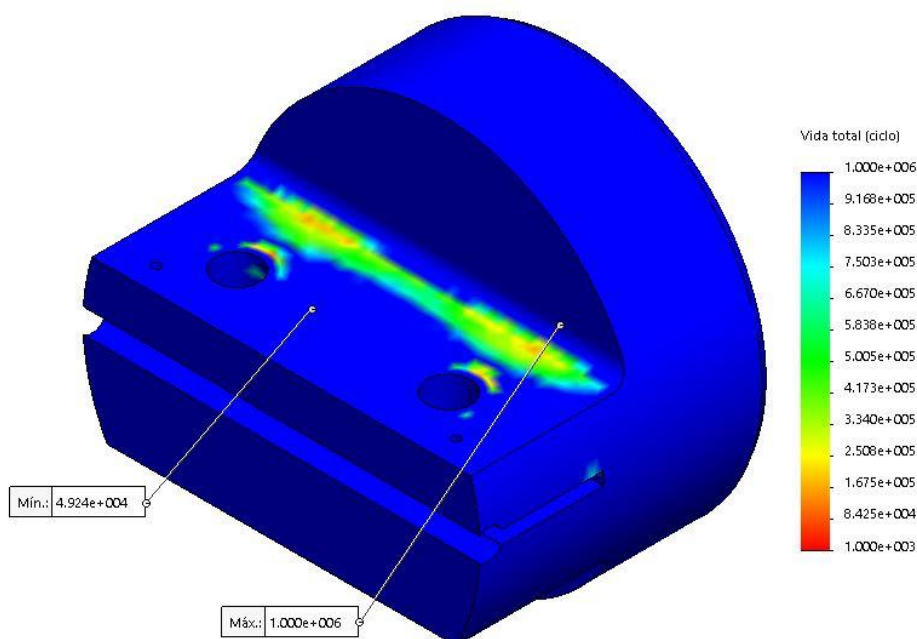


Figura 5-27. Estudo de fadiga no Suporte de fios transversais.

Todas as peças projetadas foram aprovadas em todos os requisitos, contudo os suportes de fios transversais apresentaram coeficiente de segurança muito próximo do valor calculado, conforme visto na Figura 5-24,. Por isso, sua fabricação deve ser feita de forma criteriosa.

5.2.5.1 Parafuso de potência para os suportes

Posto que o suporte de fios deverá fixar os fios transversais, será necessário projetar um parafuso de potência para que haja uma força que comprima as duas abas do suporte com a finalidade de efetivar o abraçamento da peça ao fio.

De acordo com JUVINALL, o menor diâmetro de parafuso de potência padronizado é de 1/4". Em primeira tentativa, será utilizado este diâmetro por ser o menor, caso se mostre satisfatório, será mantido, caso contrário, será buscado um novo parafuso.

O torque necessário a ser aplicado em parafuso de potência é em função da força que este precisa exercer, do atrito existente e da sua geometria, de modo que o torque é calculado pela equação abaixo.

$$T = \frac{W d_m f \pi d_m + L_a \cos(\alpha_n)}{2 \pi d_m \cos(\alpha_n) - f L_a} \quad (11)$$

Onde:

- W é a força a ser exercida em lbf;
- d_m é diâmetro médio de contato da rosca em polegadas;
- f é o coeficiente de atrito
- L_a é o avanço em polegadas
- α_n é ângulo de rosca no plano normal em graus.

Dos parâmetros apresentados, os únicos que não dependem da geometria da rosca são o coeficiente de atrito (f) e a força (W). O coeficiente de atrito, de acordo com JUVINALL, assume valores entre 0,2 e 0,8. Aqui será assumido como 0,2. Já a força W precisa ser estimada, uma vez que será esta força que irá auxiliar na fixação do fio transversal. Assim, uma simulação computacional foi realizada, afim de se verificar a deflexão sobre as abas do suporte.

Após algumas tentativas computacionais, verificou-se que uma força de 500 *kgf* é a mais adequada pois resulta em uma deflexão de 0,07 *mm*. A Figura 5-28 indica as condições de contorno utilizadas para a simulação.

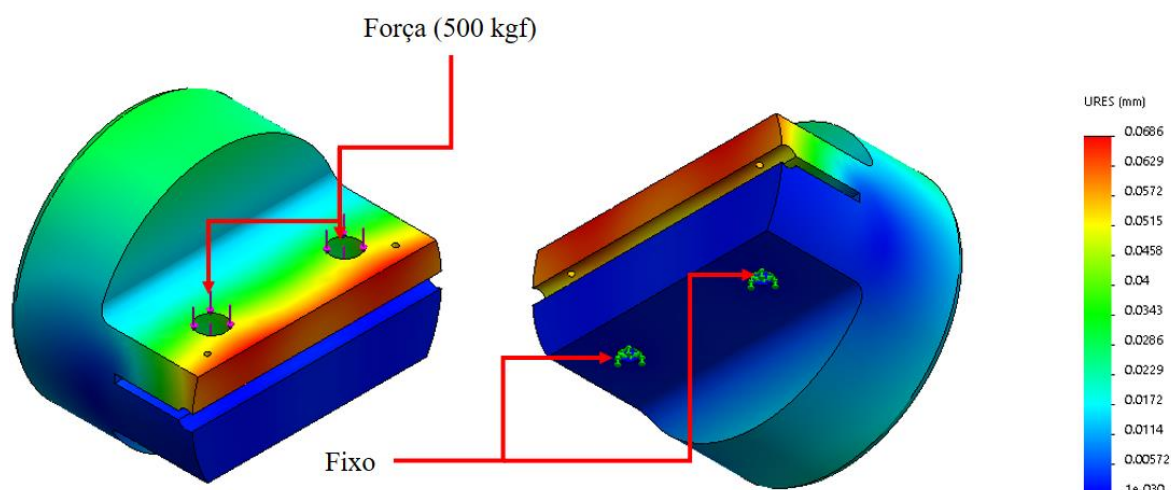


Figura 5-28. Condição de contorno para simulação nos suportes de fios transversais.

Verifica-se também que o suporte está abaixo da tensão de escoamento (ver a figura abaixo).

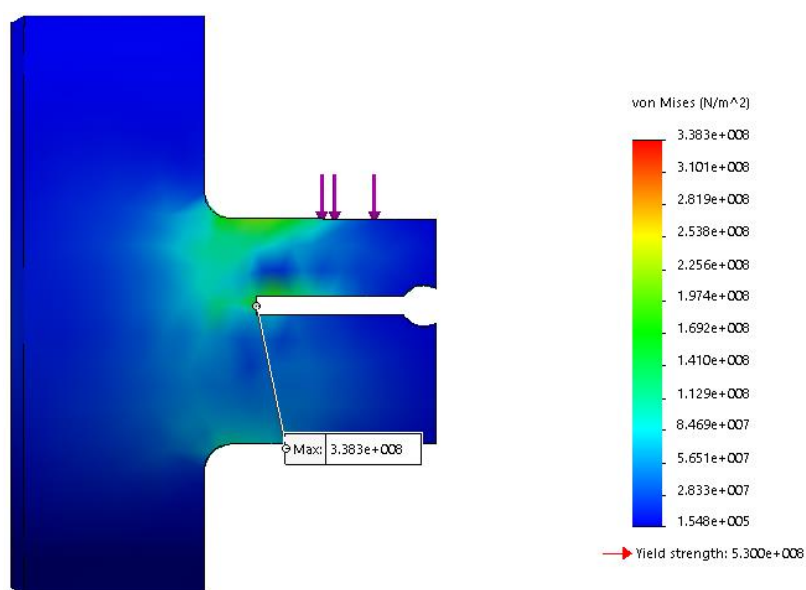


Figura 5-29. Escoamento para o suporte de fios transversais.

Desta forma, será utilizada uma força com magnitude igual a 500 *kgf* para calcular a viabilidade do parafuso de potência.

Como mencionado, será utilizado um parafuso de potência, sua rosca será do tipo ACME com rosca simples com diâmetro maior (*d*) igual a 1/4".

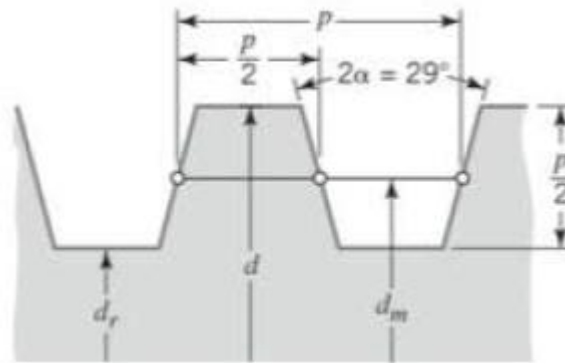


Figura 5-30. Parâmetros geométricos de rosca ACME (JUVINALL, 2008).

Tabela 5-2. Roscas de parafuso de potências padronizadas (JUVINALL, 2008).

Diâmetro Maior d (in)	Roscas por Polegada		
	Acme e Acme Rebaixada ^a	Quadrada e Quadrada Modificada	Trapezoidal ^b
$\frac{1}{4}$	16	10	
$\frac{5}{16}$	14		
$\frac{3}{8}$	12		
$\frac{7}{8}$	10	8	
$\frac{1}{2}$	12		

Com auxílio da Figura 5-30, da Tabela 5-2 e das informações fornecidas no parágrafo anterior, chega-se aos seguintes valores:

- $W = 1102,12 \text{ lbf}$ (500 kgf);
- $d_m = 0,218 \text{ in}$;
- $f = 0,2$;
- $p = 1/16 \text{ in}$
- $L_a = p$;

Agora, é necessário calcular o ângulo de avanço (λ).

$$\lambda_a = \tan^{-1} \left(\frac{L_a}{\pi d_m} \right) \quad (12)$$

Desta forma, $\lambda_a = 5,256^\circ$.

Como $2\alpha = 29^\circ$, $\alpha = 14,4^\circ$. Portanto, o ângulo de rosca no plano normal em graus (α_n) será calculado por:

$$\alpha_n = \tan^{-1}(\tan(\alpha) \cos(\lambda_a)) \quad (13)$$

Logo, $\alpha_n = 14,4^\circ$.

Neste momento, já é possível calcular o torque para que o parafuso desempenha a força desejada. O torque necessário foi calculado como $T = 36,54 \text{ lbf in}$, ou $T = 4,13 \text{ Nm}$.

Resta avaliar se o parafuso projetado encontra-se na situação autotravante, pois caso não seja observada esta hipótese, o parafuso não irá permanecer na posição.

O autotravamento é calculado pela seguinte condição:

$$f \geq \frac{L_a \cos(\alpha_n)}{\pi d_m} \quad (14)$$

Efetando os cálculos, chega-se a:

$$f \geq 0,0881 \quad (15)$$

Uma vez que o coeficiente de atrito corresponde ao valor de 0,2, conclui-se que o parafuso está bem dimensionado e que não irá escorregar quando solicitado.

5.3 COMPARAÇÃO DE SOLUÇÕES

Em projetos mecânicos, existem inúmeras soluções para uma mesma finalidade, cada qual com características vantagens e desvantagens. Neste trabalho duas possibilidades foram expostas, uma com atuadores dispostos em série, Solução A, e outro com atuadores em paralelo, Solução B, este último o objeto do presente documento.

Na Solução A é possível empregar uma maior gama de atuadores, pois, devido a sua disposição, elementos com corpos maiores podem ser utilizados. Por outro lado, muitos componentes são necessários, como conexões e suportes de fixação, podendo gerar complicações, como folgas e ocorrência de flambagem, já que o conjunto se encontra em situação de compressão. Outro fator que pode comprometer os ensaios é a possibilidade de os atuadores empregarem carregamentos com magnitudes diferentes, submetendo, assim, o fio vertical a esforços assimétricos, o que poderia ocasionar em flexão deste fio, prejudicando o ensaio.

No caso da Solução B, menos elementos são utilizados, minimizando folgas e tornando a montagem mais simples. As hastes dos atuadores são submetidas a tração durante o ensaio, fato que exclui a presença de eventual processo de flambagem. Porém como exposto, no *layout* em B, não é possível adotar atuadores com alimentação pneumática em razão das dimensões externas dos atuadores com capacidade de carga compatível com o projeto. Este fato é relevante, pois o atuador pneumático tem valor de mercado significativamente inferior aos atuadores hidráulicos, resultando em uma solução de custo superior.

6 CONCLUSÃO

O presente trabalho teve como objetivo o desenvolvimento de um dispositivo capaz de realizar ensaios de fadiga por *fretting* em fios de alumínio. O dispositivo será montado e operará em conjunto a uma máquina MTS 322.21. Desta forma, além de promover as condições adequadas para que a fadiga por *fretting* ocorra, o dispositivo é totalmente adaptado ao funcionamento da máquina a qual ele é montado.

Um estudo a respeito de fadiga e de fadiga por *fretting* foi realizado, com a finalidade de se conhecer por completo os parâmetros que norteiam estes fenômenos, assim, o dispositivo pôde ser desenvolvido de modo a atender todas as condições para que a fadiga por *fretting* fosse induzido nos fios de ensaio. Desta forma, para que o *fretting* ocorra sobre os fios, duas condições devem ser atendidas, que são o movimento cíclico de microdeslizamento e a carga de compressão dos fios. Portanto, o dispositivo possui componentes que promovem o microdeslizamento e componentes que responsáveis pela carga de compressão, desse modo, o conjunto destas operações resulta na fadiga por *fretting*.

O modo de compressão dos fios contou com duas soluções que foram exploradas ao longo deste trabalho. A primeira solução utiliza atuadores pneumáticos em lados opostos do fio de ensaio, comprimindo desta forma os fios transversais contra o fio vertical. A segunda solução utiliza atuadores hidráulicos posicionados do mesmo lado do fio de ensaio, desta forma, a compressão dos fios ocorre a partir do movimento de retorno das hastes dos atuadores; em outras palavras, a compressão ocorre quando os fios transversais são puxados um contra o outro, comprimindo o fio vertical que está entre eles. Os atuadores pneumáticos foram utilizados por atenderem a demanda de força de compressão necessária, além de serem mais baratos que os atuadores hidráulicos e por não terem restrições espaciais. Já os atuadores hidráulicos foram necessários para a solução com atuadores em paralelo (posicionados do mesmo lado do fio de ensaio) pois os atuadores pneumáticos que atendiam ao critério de força possuem corpo de dimensões grandes, impossibilitando o uso deste tipo de alimentação.

Uma comparação entre as duas soluções propostas foi realizada, concluindo-se que a solução com atuadores hidráulicos, apesar de mais cara, é melhor do que a solução com atuadores pneumáticos, já que a configuração hidráulica permite o uso de menos componentes, reduzindo invitáveis folgas. A solução hidráulica ainda trabalha sob condição de tração, excluindo a possibilidade de ocorrência de flambagem na haste do atuador, fato que não pode ser descartado considerando os atuadores pneumáticos. Além disto, na solução pneumática existe a possibilidade de submeter os fios sob carregamento assimétrico, o que prejudicaria o ensaio neste caso; a configuração hidráulica permite o livre deslizamento das mesas deslizantes, onde os atuadores são fixados, permitindo que o esforço percebido no fio vertical seja igual em seus dois lados.

Por fim, os componentes projetados foram submetidos a avaliação pelo Método de Elementos Finitos, com o objetivo de se validar e garantir a boa operação do dispositivo. Conclui-se que os componentes estão seguros contra falhas (escoamento e fadiga) segundo um fator de segurança calculado. Além disso, o Método também foi utilizado como forma de verificação da rigidez do dispositivo, já que qualquer deflexão de um componente é indesejável pois prejudicaria os resultados encontrados nos ensaios executados.

Como sugestão de trabalhos futuros, sugere-se a implementação do dispositivo afim de se avaliar os resultados retornados por ele, bem como observar se seus componentes desempenham sua funcionalidade como esperado. Ainda se sugere o estudo da viabilidade de uso de atuadores do tipo músculo pneumáticos, posto que esse tipo de atuador pode operar sob pressões mais elevadas, resultando em um ganho de força significativo, mesmo que o atuador possua um corpo reduzido.

REFERÊNCIAS

AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA. **Atlas da Energia Elétrica no Brasil. Parte 1: Energia no Brasil e no Mundo.** Brasília. 3ª edição, p.31. 2008

ANICEZIO, T.M. **Relatório interno – Ensaio de compressão em fios no laboratório MTS.** Brasília, Brasil. 2016.

AZEVEDO, C. R. F., CESCONE, T. **Failure analysis of Aluminium Cable Steel Reinforced (ACSR) Conductor of the Transmission Line Crossing the Paraná River.** Engineering Failure Analysis, 9, p. 645 – 664. 2002

ARAUJO, J. A., NOWELL, D., **The Effect of Rapidly Contact Stress Fields on Fretting Fatigue,** International Journal of Fatigue, 2002.

BONIARDI, M., CINCERA, S., D'ERRICO, F., TAGLIABUE, C. **Fretting Fatigue Phenomena on an all Aluminum Alloy Conductor.** Key Engineering Materials, Vol. 348 – 349, p. 5 – 8. Switzerland, 2007

BRAMHALL, R., **Studies in Fretting Fatigue,** D. Phil. thesis, University of Oxford, 1073.

BRANCO, C. A. G. M., **Mecânica dos Materiais.** Fundação Calouste Gulbenkian/Lisboa, Oficinas da Orgal – Orlando & Ca Lda. Porto, Janeiro, 1985.

BUDYNAS, R. G., NISBETT, J. K. **Mechanical Engineering Design.** Editora McGraw-Hill. Nona Edição. New York, 2011.

CIAVARELLA, M., & DEMELIO, G., **A Review of Analytical Aspects of Fretting Fatigue, with Extension to Damage Parameters, and Application to Dovetail Joints,** International Journal of Solids and Structures, 2001.

CIAVARELLA, M., DEMEIO, G. **A Review of Analytical Aspects of Fretting Fatigue, with Extension to Damage Parameters, and Application to Dovetail Joints.** International Journal of Solids and Structures, 2001. COLLINS, J.A. **Projeto Mecânico de Elementos de Máquinas – Uma Pesquisa de Prevenção de Falha.** Editora LTC, Brasil, 2006.

CIGRE **Guide on Conductor Self Damping Measurements.** Electra nº 62, 1979.

DERESIEWICZ, H. **Bodies in Contact with Applications to Granular Media.** In R. D. Mindlin and Applied Mechanics, Pergamon Press, Inc. New York, p. 105 – 147, 1974. DOWLING, N. E. **Mechanical Behavior of Material.** Editora Prentice – Hall, p.340. Englewood Cliffs 1993.

EDEN, E. M., ROSE, W. N., CUNNINGHAM, F. L. **Endurance of Metals.** Proceeding of the Institute of Mechanical Engineers, Vol. 4, 1911.

EDEN, E. M., ROSE, W. N., SMITH, K. N. **Fatigue Crack Preparation of Short Cracks**, F. Engng Mater. Tech. (Asme Trans.). 1911.

FADEL, A. A. **Avaliação do Efeito de Tracionamento em Elevados Níveis de EDS sobre a Resistência em Fadiga do Condutor IBIS (CAA 397,5 MCM)**. Tese de Doutorado em Ciências Mecânicas, Publicação ENM.TD -005/2010, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília – DF, 185p. 2010.

FESTO GROUP. **Pneumatic Actuators**. Disponível em: <https://www.festo.com/cat/en-us_us/products_010000>. Acesso em Abril de 2016

FILHO, E. L. S. A. N. **Relatório interno – Simulação do contato entre dois fios de cabo condutor IBIS**. Brasília, Brasil, 2016.

FIALHO, A.B. **Automação Pneumática – Projetos, Dimensionamento e Análise de Circuitos**. Editara Érica Ltda. São Paulo, Brasil. 2003.

FIALHO, A.B. **Automação hidráulica – Projetos, dimensionamento e análise de circuitos**. Editora Érica Ltda, São Paulo, Brasil. 2003.

GARCIA, A., SPIM, J.A., SANTOS, C. A. **Ensaio dos Materiais**. Livros Técnicos Científicos (LTC), editora S.A, 247p. Rio de Janeiro, 2000.

HONEYWELL – SENSING AND CONTROL. **Model 53 – Low Cost Load Cell**. Estados Unidos, 2014.

JUVINALL, R. C. **Engineering Considerations of Stress, Strain and Strength**. Editora McGraw – Hill, p.280. New York, 1967.

JUVINALL, R. C., MARSHEK, K. M. **Fundamentos do projeto de componentes de máquinas**. Quarta edição, Volume único. LTD, Rio de Janeiro, 2008.

LINDLEY, T. C. **Fretting Fatigue Engineering Alloys**. Cambridge University Press, 1997.

LINDLEY, T. C. **Int. J. Fatigue**. Vol. 19, Supp. No.1, p.645 – p.664. 1997

MADAYAG, A. F. **Metal Fatigue: Theory and Design**. Editora John Wiley & Sons, p.117. New York, 1969.

McDOWELL, J. R. **Fretting Corrosion Tendencies of Several Combinations of Materials**. Symposium on Fretting Corrosion, ASTM STP 144, Philadelphia, 1953.

MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA. **Resenha Energética Brasileira: Exercício de 2014**. Edição 2015, p. 3 – 11. Brasília, 2015.

MITAY – MECÂNICA INDUSTRIAL DE PRECISÃO LTDA. **Catálogo de produtos**. Cotia, São Paulo, 2016.

NISHIOKA, K., & HIRAKAWA, K., **Fundamental Investigations of Fretting Fatigue**, Bull, JSME, Vol. 12 e Vol. 15, 1969.

NISHIOKA, K., NISHIMURA, S., HIRAKAWA, K. **Fundamental Investigation of Fretting Fatigue (part 1) – On the Relative Slip Amplitude of Press – Fitted Axle Assemblies**. Bull, JSME, Vol. 11, 1968.

NORTON, R. L. **Projeto de Máquinas Uma Abordagem Integrada**. Editora Bookman. Quarta edição. Porto Alegre, 2013.

NOWELL, D., 1988. **An Analysis of Fretting Fatigue**, Oxford University.

PARKER – ENGINEERING YOUR SUCCESS. **Tecnologia Hidráulica Industrial – Apostila M2001-2 BR**. Disponível em: < <http://www.parkerstoretaubate.com.br/catalogos/Treinamento/M2001-2%20Apostila.pdf> >. Acesso em Maio de 2016.

PARKER – ENGINEERING YOUR SUCCESS. **Tecnologia Pneumática Industrial – Apostila M1001-1 BR**. Disponível em: < http://www.parker.com/literature/Brazil/apostila_M1001_1_BR.pdf >. Acesso em Maio de 2016.

REI PARAFUSOS. **Arruela lisa comercial**. Disponível em: <<http://www.reiparparafusos.com.br/arruela-lisa-comercial.php>>. Acesso em Junho de 2016.

SMC – CORPORATION. **Small Bore Hydraulic Cylinder – Series CHN**: catálogo. 2016. Disponível em: < <http://content2.smccetech.com/pdf/ch.pdf> >. Acesso em Abril de 2016.

SHARP, M. L., NORDMARK, G. E., MENZEMER, C. C. **Fatigue Designs of Aluminum Components & Structures**. 1996.

SHIGLEY, J. E., MISCHKE, C. R. **Mechanical Engineering Desing**. Quinta edição, editora McGraw – Hill, p.278. New York, 1989.

TOMLINSON, G. A., **The Rusting of Steel Surface in Contact**, Proceeding of Royal Society, vol.115, 1927.

WARLOW-DAVIS, F. J., **Fretting Corrosion and Fatigue Strength**, Proceeding of Institute of Mechanical Engineers, Vol.146, 1941.

WATERHOUSE, R. B., & Alley, M., 1965, **Wear**, Vol.8, 1965.

ZHOU, Z. R., FISET, M., CARDOU, A., CLOUTIER, L., GOUDREAU, S. **Wear** **189**. P 51 – 57, 1995.

7 APÊNDICE

7.1 HIDRÁULICA E ATUADORES

7.1.1 Definição

O termo “hidráulica” deriva da raiz grega *hidro* que significa água. Desta forma, entende-se por hidráulica as leis e comportamentos relativos à água ou outro fluido, ou seja, a hidráulica é o estudo das características e uso dos fluidos sob pressão. (PARKER, 2016)

7.1.2 Classificação dos sistemas hidráulicos

Um sistema hidráulico é elemento ou conjunto de elementos que comunicam alguma forma de energia ao trabalho a ser executado. O fluxograma abaixo ilustra melhor a relação entre estes conjuntos.

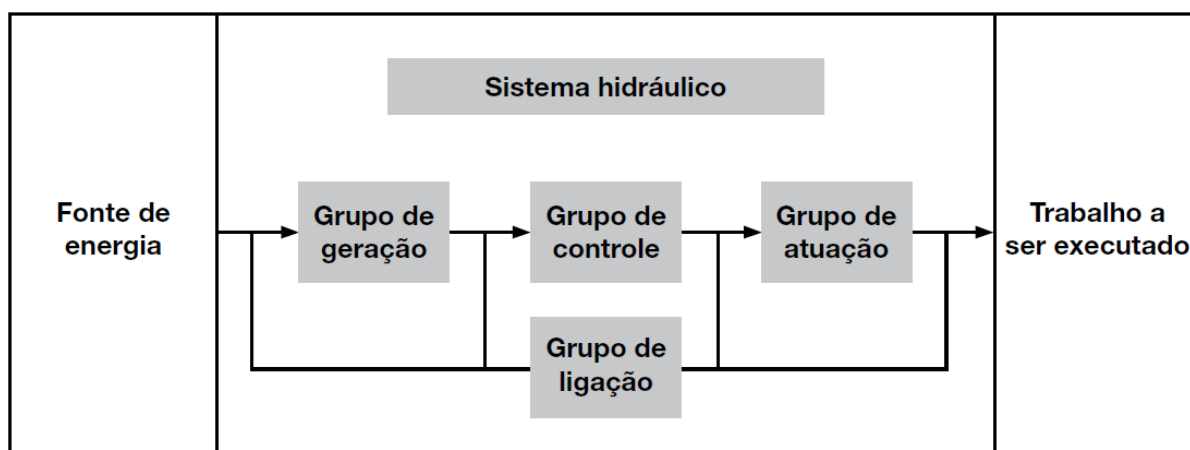


Figura 7-1. Descrição de um sistema hidráulico (PARKER, 2016).

Assim, o sistema hidráulico abrange quatro grandes e distintos grupos.

- *Grupo de geração: transforma a energia mecânica em energia hidráulica, geralmente através de bombas hidráulicas;*
- *Grupo de controle: responsável pelo controle da potência direcional. Composta basicamente por comandos e válvulas;*
- *Grupo de atuação: operação inversa ao grupo de geração, transformando a energia hidráulica novamente em energia mecânica. Os componentes básicos são atuadores e motores;*

- *Grupo de ligação: responsável pela conexão entre os outros grupos. Aqui são encontrados mangueiras, conexões e tubos.*

A fonte de energia é o elemento que irá gerar a fonte de energia para o sistema hidráulico, normalmente são motores elétricos ou à combustão. Por fim, o trabalho a ser executado é o *output* do sistema hidráulico, é a resposta desejada que o sistema hidráulico deve satisfazer.

Os sistemas hidráulicos podem ser classificados em quatro categorias distintas que serão descritas a seguir:

7.1.2.1 De acordo com a pressão

Segundo a *National Fluid Power Association* – NFPA, os sistemas hidráulicos podem ser classificados de acordo com a pressão nominal. A tabela abaixo apresenta a classificação do sistema hidráulico para cada faixa de pressão.

Tabela 7-1. Classificação dos sistemas de acordo com a pressão segundo a NFPA

Pressão [bar]	Classificação
0 a 14	Sistema de baixa pressão
14 a 35	Sistema de média pressão
35 a 84	Sistema de média-alta pressão
84 a 210	Sistemas de alta pressão
Acima de 210	Sistemas de extra-alta pressão

7.1.2.2 De acordo com a aplicação

Quanto a aplicação, os sistemas podem ser divididos em sistemas de pressão contínua ou pressão intermitente.

7.1.2.3 Quanto ao tipo de bomba

Da mesma forma, a classificação por tipo de bomba é dividida em sistemas de vazão constante ou variável.

7.1.2.4 Quanto ao controle de direção

Os sistemas hidráulicos podem contar com uma via, onde o controle acontece por válvula, ou de duas vias com bombas reversíveis.

7.1.3 Vantagens e desvantagens dos sistemas hidráulicos

Os sistemas hidráulicos são geralmente empregados em ocasiões onde algum outro sistema mecânico apresenta limitações ou onde há restrição espacial para a operação e existe a necessidade de aplicação de forças exorbitantes. Entretanto, os sistemas hidráulicos também apresentam entraves. As vantagens notórias desse sistema são:

- Sistemas são de fácil instalação, permitindo maior flexibilidade de operação de que um sistema mecânico equivalente;
- Permite um controle mais aprimorado de velocidade e deslocamento;
- Por conta do fluido de trabalho, o sistema é auto lubrificante e dispensa trocadores de calor;
- Sistema compacto, leve, eficiente com fornecimento de grande força.

As desvantagens perceptíveis são:

- Requer grande investimento de capital inicial;
- Necessita de diversas transformações de energia (elétrica para mecânica, mecânica em hidráulica e hidráulica em mecânica);
- Suscetível a vazamento de óleo e perdas energéticas por atrito;
- Eminente perigo de incêndio.

7.1.4 Dimensionamento de atuadores hidráulicos

O dimensionamento de um atuador hidráulico quer o conhecimento da força de avanço necessária (F_a) e da pressão nominal de trabalho. Por conta das inevitáveis perdas de carga, calcula-se uma pressão estimada (P_{tb}) que é igual a 85%⁵ da pressão nominal. O diâmetro do atuador deve ser calculado por:

$$D_p = \sqrt{\frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot P_{tb}}} \quad (16)$$

Contudo, o diâmetro calculado (D_p) geralmente não será encontrado em um catálogo de fabricante, portanto, deverá ser selecionado o diâmetro imediatamente superior de acordo com o catálogo. Desta forma:

$$D_p \text{ comercial} \geq D_p \text{ calculada}$$

Uma vez selecionado o diâmetro comercial, a pressão de trabalho (P_{tb}) deve ser recalculada.

O projeto de um atuador hidráulico requer uma especial atenção no diâmetro mínimo da haste. Como os atuadores podem trabalhar tanto sob tração quanto por compressão, existe a possibilidade de que a haste falhe por flambagem. O diâmetro mínimo da haste (d_h) é calculado usando o Critério de Euler.

O cálculo de d_h consistem na multiplicação da força de avanço (F_a) desejada por um coeficiente de segurança S , que segundo FIALHO, pode ser considerado como $S = 3,5$. Desta forma, a carga de flambagem pode ser calculada por

$$K = F_a \cdot S \quad (17)$$

Assim, pode-se calcular o momento de inércia para seção circular (J) mínimo.

$$J = \frac{K \cdot \lambda^2}{\pi^2 E} \quad (18)$$

Onde,

⁵ De acordo com FIALHO, o valor de perda de carga em uma unidade hidráulica está compreendido entre 10 a 15% da pressão nominal de trabalho.

- K é carga de flambagem em N;
- E é o módulo de elasticidade do material (para o aço $E = 2,1 \cdot 10^7 \text{ N/cm}^2$);
- λ é o comprimento livre de flambagem em cm;

Como já mencionado, λ é o comprimento livre de flambagem e seu valor pode ser consultado na Figura 7-2.

O diâmetro de haste (d_h) depende do momento de inércia da seção circular, de modo que

$$d_h = \left(\frac{J \cdot 64}{\pi} \right)^{1/4} \quad (19)$$

Novamente, o valor calculado acima não corresponde necessariamente ao valor encontra em catálogos, portanto, deve-se selecionar a haste com diâmetro de haste comercial superior ao antes calculado.

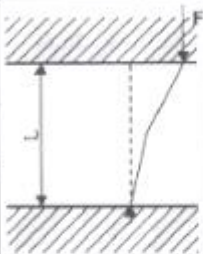
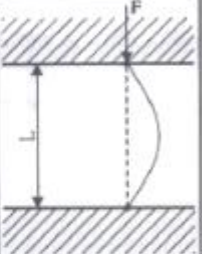
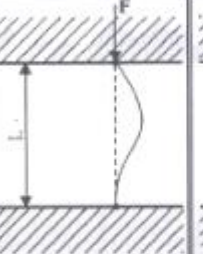
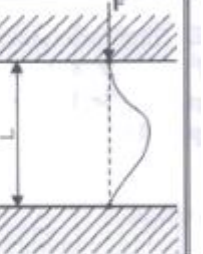
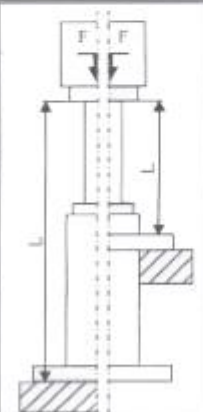
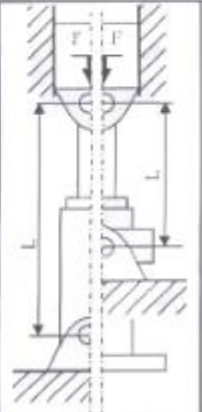
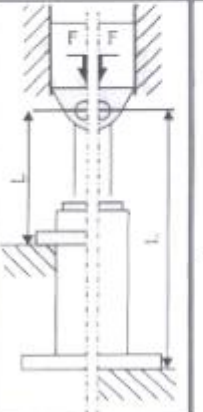
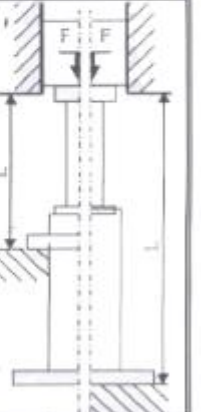
Cargas de Euler				
Carga de Euler	Caso 1 Uma extremidade livre e a outra fixa	Caso 2 (Caso básico) As duas extremidades articuladas	Caso 3 Uma extremidade articulada e a outra fixa	Caso 4 As duas extremidades fixas
Representação Esquemática				
Situação de Montagem para Cilindros Hidráulicos	Comprimento Livre de Flambagem			
	$\lambda = 2L$	$\lambda = L$	$\lambda = L (0,5)^{0,5}$	$\lambda = L/2$
				
Notas			Guiar a carga com cuidado, porque há possibilidade de travamento.	Inadequado, provável ocorrência de travamento.

Figura 7-2. Valores do comprimento livre de flambagem (FIALHO, 2004)

A existência de uma haste presa ao pistão faz com sua área seja menor do que a do lado sem a haste. Isso deve ser considerado durante o projeto, especialmente se o projeto em questão prever esforço de retorno da haste. A área que do pistão com a haste, conhecida como área da coroa A_c , é igual a diferença da área do pistão menos a área ocupada pela haste, ou seja:

$$A_c = A_p - A_h \quad (20)$$

Ou ainda, em termos de diâmetro:

$$A_c = \frac{\pi}{4}(D_p^2 - d_h^2) \quad (21)$$

O valor da área da coroa é essencial para o cálculo da força de retorno de um atuador.

7.2 PNEUMÁTICA E ATUADORES

7.2.1 Definição

O termo “pneumática” é derivada do grego Pneumos ou Pneuma (respiração, sopro) e é definido como a parte da Física que se ocupa da dinâmica e dos fenômenos físicos relacionados com os gases ou vácuos. É também o estudo da conservação da energia pneumática em energia mecânica, através dos respectivos elementos de trabalho. (PARKER, 2004)

7.2.1.1 Vantagens e desvantagens

Os sistemas pneumáticos são conhecidos pela sua facilidade de instalação, alta velocidade de atuação, limpeza, entre outras características, principalmente quando comparados contra os sistemas hidráulicos. Aqui serão descritas suas principais vantagens e desvantagens. Sobre as vantagens pode-se destacar:

- Abundância e disponibilidade do ar;
- Transporte;
 - A tubulação de ar comprimido é simples e não há necessidade de tubulação de retorno;
- Armazenamento;
 - O ar é comprimido para dentro do reservatório e uma vez armazenado não há necessidade de se manter o compressor ligado;
- Baixa variação de viscosidade
 - O ar sofre pouco variação na sua viscosidade devido ao aumento de temperatura.

- Segurança
 - O ar não é inflamável nem apresenta perigo de explosão. Mesmo que acidentes onde o ar vaze para fora do circuito, em geral, são acidentes de pequenas proporções, já que a pressão de trabalho normalmente está compreendida entre 6 (0,6 MPa) a 12 bar (1,2 MPa).
- Limpeza
 - Uma vez que o fluido de trabalho da pneumática é o ar, eventuais vazamentos ao longo da linha de ar comprimido não poluirá o ambiente.
- Construção
 - O ar é comprimido geralmente entre 6 (0,6 MPa) a 12 bar (1,2 MPa), que é uma pressão considerada baixa. Por este motivo, a estrutura de atuadores, conexões, linhas de transmissão e outros componentes não precisam ser tão robustos, como os componentes hidráulicos.
- Velocidade
 - Os atuadores pneumáticos percorrem seu curso em alta velocidade, geralmente entre 1 e 2 m/s. para atuadores especiais, essa velocidade pode chegar próxima a 10 m/s.

Sobre as desvantagens, as que merecem destaque são:

- Preparação
 - Os componentes pneumáticos necessitam de ar comprimido com alta qualidade, isto é, filtros e purgadores são precisos para o bom funcionamento do equipamento.
- Controle de velocidade
 - O controle de velocidade é precário em situações pneumáticas, ou seja, a velocidade dificilmente será uniforme e constante, gerando dificuldades em movimentos que requerem grande precisão.
- Baixa capacidade de carga

- As linhas pneumáticas comerciais mais comuns trabalham com pressões próximas a 6 bar (0,6 MPa), portanto, a força de trabalho também será baixa.
- Ruído
 - Caso o sistema pneumático não conte com dispositivos com o propósito de eliminar ruídos, o ar que escapa pelos atuadores e passa pelas válvulas comutadoras irá provocar uma poluição sonora indesejada.

7.2.2 Atuadores pneumáticos

Os atuadores pneumáticos são elementos que transformam a energia contida no ar comprimido em trabalho. Os atuadores podem ser classificados em três grandes classes: lineares, rotativos e oscilantes. As seções a seguir irão abordar rapidamente cada uma delas.

7.2.2.1 Atuadores pneumáticos lineares

Os atuadores pneumáticos lineares convertem a energia do ar comprimido em movimento linear. Basicamente, esse tipo de atuador é constituído de um corpo cilíndrico e no seu interior há um êmbolo preso a haste que faz o movimento de avanço e retorno do atuador. As principais variações dos atuadores lineares serão apresentadas adiante.

A classe de atuadores lineares pode ainda ser dividida em duas subclasses menores: os atuadores de simples ação (simples efeito) e de dupla ação (duplo efeito). Os atuadores de simples ação contam com apenas uma conexão pneumática (por onde o ar é admitido e expulso) e um mola que é responsável pelo movimento contrário ao pneumático. A Figura 7-3 representa a simbologia de um atuador de simples ação, o da esquerda o retorno da haste é feito pela mola, já no da direita, a mola faz o movimento de avanço da mola.



Figura 7-3. Atuador pneumático de simples ação. (FIALHO, 2004)

O princípio de funcionamento desse tipo de atuador é muito simples. O controle do atuador é promovido por uma válvula controladora direcional, que está ligado a entrada/saída do atuador e a linha de pressão do ar comprimido. Assim que a válvula é comutada, permite que o ar comprimido passe por ela e preencha o cilindro, aumentando a pressão dentro de seu corpo, tal fenômeno tem como efeito o avanço ou recuo da haste. A haste permanecerá nesta posição até que a válvula comute mais uma vez, pois nesse momento, a pressão existente dentro do cilindro é interrompida e a mola que estava comprimida irá expandir, expulsando o ar de dentro do atuador e recolhendo (ou avançando) a haste.

Existem ainda os atuadores lineares de dupla ação, a diferença mais perceptível em relação aos atuadores de simples ação é a existência de duas conexões pneumáticas e a inexistência de mola em seu interior. Neste tipo de atuador, o ar comprimido é responsável tanto pelo avanço quanto pelo recuo da haste. Vale salientar que no caso dos atuadores pneumáticos lineares de dupla ação, a força de avanço será diferente da força de recuo. A Figura 7-4 ilustra a simbologia do atuador linear de dupla ação.

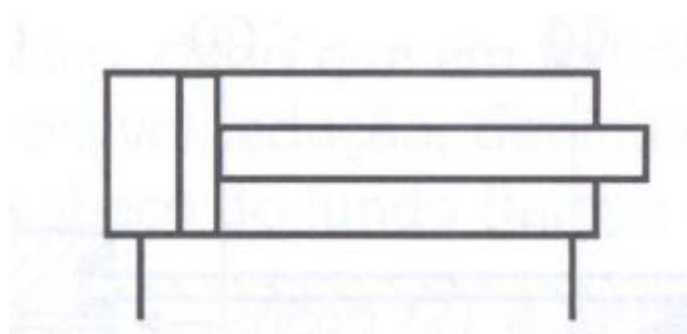


Figura 7-4. Simbologia de um atuador linear de dupla ação. (FIALHO, 2004)

Assim como os atuadores de simples ação, o funcionamento dos atuadores de dupla ação é simples. Da mesma forma que uma válvula controladora direcional é necessária para os atuadores de simples ação, ela também será empregada no funcionamento do atuador de dupla ação. A principal diferença aqui, será que a válvula será ligada as duas extremidades do atuador (já que este é de dupla ação), controlando

tanto o avanço quanto o recuo da haste (nos atuadores de simples ação, o ar comprimido controla apenas um movimento da haste pois o outro é realizado pela mola). Existem diversos dispositivos mecânicos, elétricos e eletrônicos que controlam a comutação dessas válvulas.

Comercialmente, os atuadores pneumáticos são classificados segundo o seu diâmetro de cilindro, comprimento de haste e pressão de trabalho (usualmente entre 6 e 12 bar). Os fabricantes ainda indicam outros aspectos que podem ser interessantes dependendo da condição de trabalho dos equipamentos, como resistência a oxidação, amortecimento no fim do curso.

7.2.2.2 Outros tipos de atuadores pneumáticos

Além dos atuadores lineares descritos acima, existem outros tipos de atuadores também lineares. Os mais comuns são os atuadores de haste passante (Figura 7-5), que opera com uma haste que atravessa as duas extremidades do atuador, podendo se movimentar nos dois sentidos; duplex contínuo que tem como característica o incremento de força (seja no sentido de avanço ou de retorno) através da montagem em série de dois atuadores de dupla ação de mesmo diâmetro e duplex geminado, que é uma variação do atuador de dupla ação onde os atuadores são posicionados um de costas para o outro. Este último é empregado em situações em que a força necessária seja reduzida e o curso de deslocamento é elevado e escalonado.

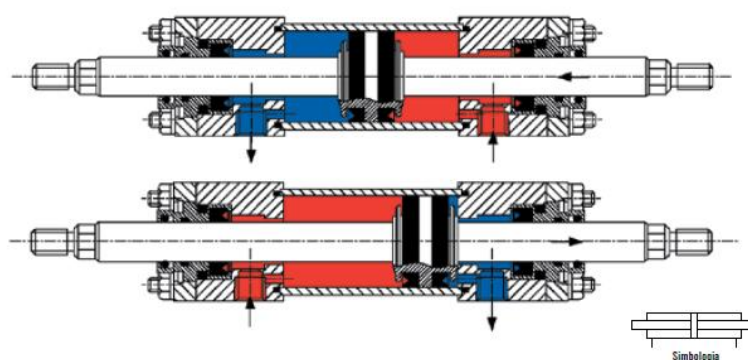


Figura 7-5. Atuador de dupla ação de haste passante. (PARKER, 2004)

Por fim, existem os atuadores pneumáticos oscilantes, que são empregados em situações onde o movimento de rotação é prioritário. A construção desse tipo de atuador conta com dois atuadores lineares de simples ação no seu interior, montados um contra o outro, fixo às extremidades de uma cremalheira que, ao se movimentar lateralmente devido à ação de um dos atuadores, tem seu movimento linear transmitido a um conjunto eixo e roda dentada, alojada ao centro do equipamento, e que converte o movimento linear em movimento rotacional e momento de torção. (FILAHO, 2004).

7.2.3 Dimensionamento de atuadores pneumáticos lineares

Os atuadores comerciais geralmente disponibilizam tabelas para a seleção de seus atuadores. Para a seleção adequada, deve-se conhecer a pressão de trabalho do ar comprimido e a força (de retorno ou de avanço) desejada. Através desses dois parâmetros, é possível encontrar o diâmetro comercial que atende à demanda do projeto.

Como já foi dito no parágrafo anterior, é preciso conhecer a força que o atuador deve responder sobre o sistema em que se trabalha. Porém, sabe-se que existem perdas energéticas devido ao atrito tanto estático quanto ao cinético durante a operação do atuador. Estas forças de atrito podem ainda variar conforme o tipo de acabamento do atuador, sua velocidade de operação e tipo de lubrificação. Com o objetivo de contornar tal vicissitude, implementa-se um fator de correção de força (ϕ), que visa corrigir a força, aumentando a sua magnitude de forma que as perdas devido ao atrito sejam superadas. Segundo FIALHO, os fatores devem ser estipulados através da velocidade de deslocamento da haste do atuador e condição de trabalho. Os fatores podem ser encontrados na Tabela 7-2.

Tabela 7-2. Fator de correção ϕ . (FIALHO, 2004)

Velocidade de deslocamento da haste do atuador	Exemplo	Fator de correção ϕ
Lenta e carga aplicada somente no fim do curso	Operação de rebitagem	1,25
Lenta e carga aplicada em todo o desenvolvimento do curso	Talha pneumática	1,35
Rápida com carga aplicada somente no fim do curso	Operação de estampagem	1,35
Rápida com carga aplicada em todo o desenvolvimento do curso	Deslocamento de mesas	1,5
Situações gerais não descritas anteriormente		1,25

O diâmetro do atuador é calculado em função da força de avanço (ou recuo) (F_a), que é a força de projeto (F_p) corrigida pelo fator de correção (ϕ) e pela pressão de trabalho (P_t). O diâmetro do atuador é o diâmetro interno do cilindro, ou seja, a área (A_p) que está sujeito aos efeitos da pressão do ar comprimido. O diâmetro será:

$$D_p = 2 \sqrt{\frac{A_p}{\pi}} \quad (22)$$

Sabendo que a pressão de trabalho (P_t) será igual a razão da força de avanço (F_a) pela área do pistão (A_p), chega-se ao diâmetro:

$$D_p = 2 \sqrt{\frac{F_a}{\pi P_t}} \quad (23)$$

Uma vez que:

$$F_a = F_p \varphi \quad (24)$$

Desta forma, D_p será:

$$D_p = 2 \sqrt{\frac{F_p \varphi}{\pi P_t}} \quad (25)$$

Por fim, calculado o valor do diâmetro do pistão, deve-se selecionar através de um catálogo de fabricante um diâmetro do pistão superior, para garantir a força mínimo que o sistema irá desenvolver.

7.3 PROCEDIMENTOS DE SIMULAÇÕES NO SOLIDWORKS

Para uma análise estática, foram realizados os seguintes procedimentos:

1: Seleção do material

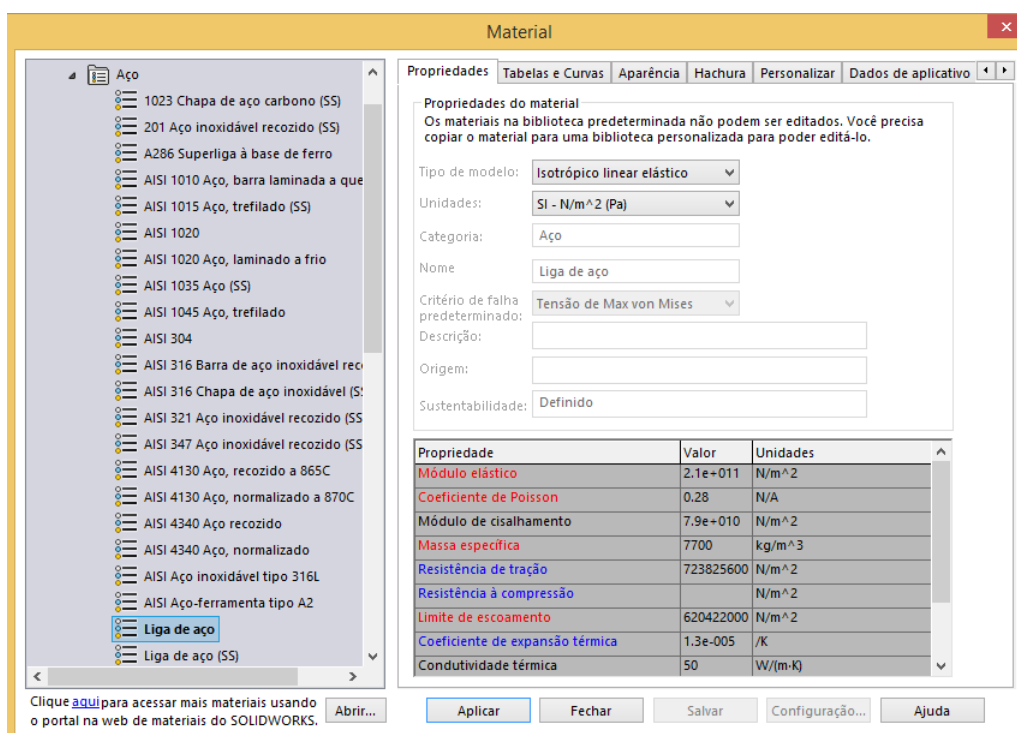


Figura 7-6. Seleção de Material

2: Fixação de face ou aresta

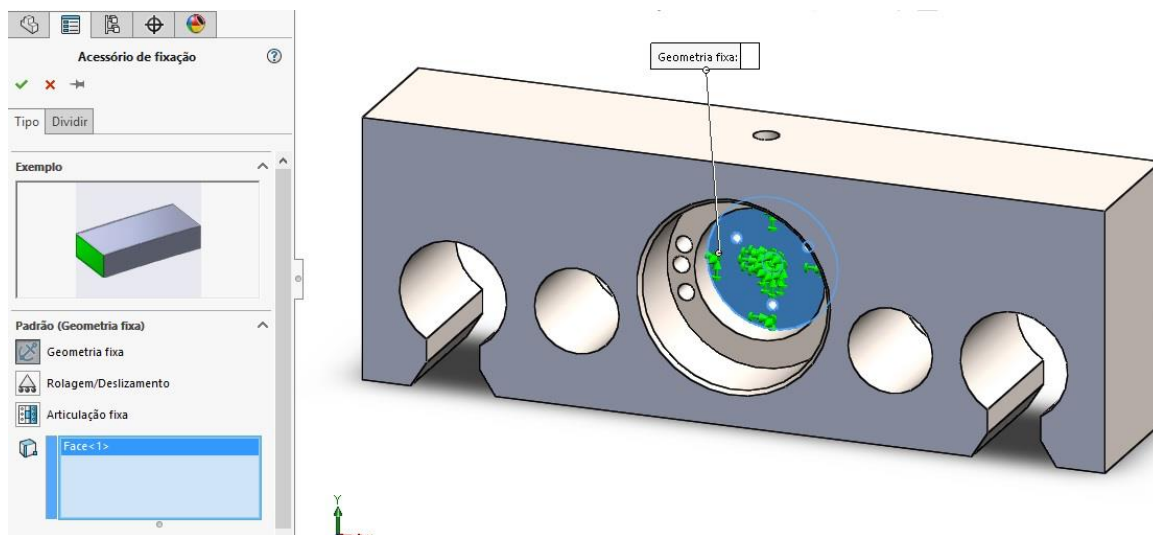


Figura 7-7. Fixação de parte do elemento

3: Aplicação de carregamento em superfícies, arestas ou faces.

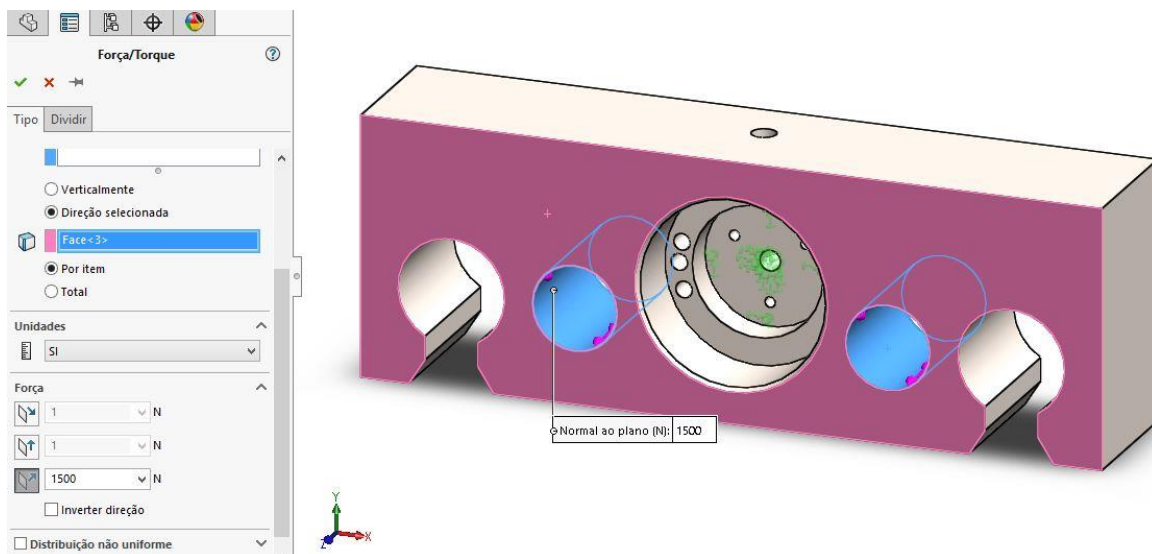


Figura 7-8. Inclusão do carregamento

4: Criação de Malha

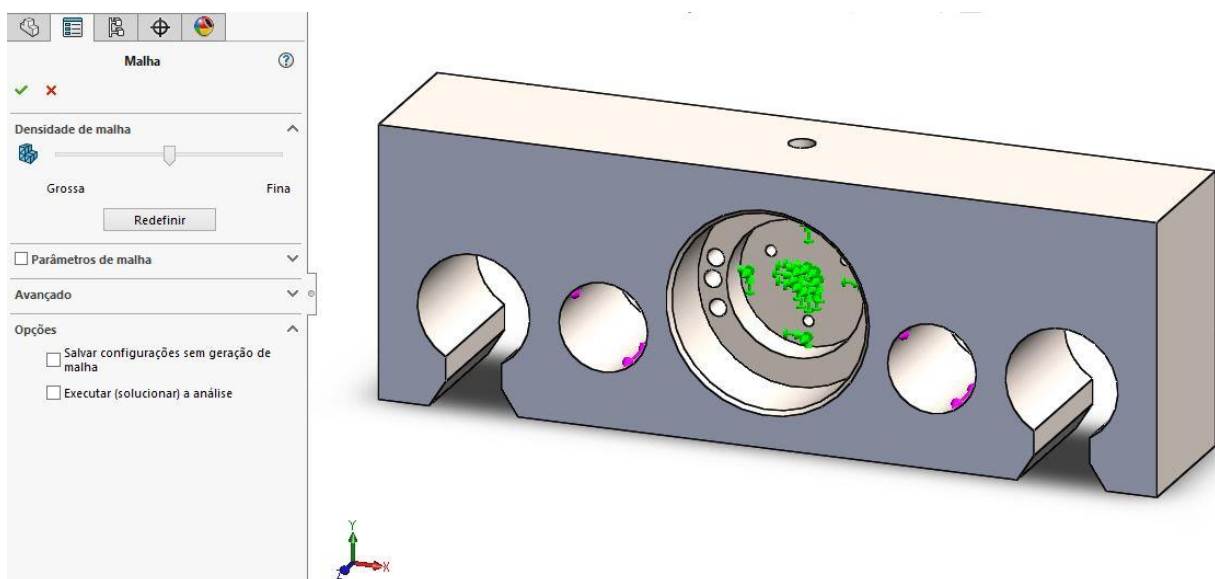


Figura 7-9. Criação de Malha

5: Executar o estudo

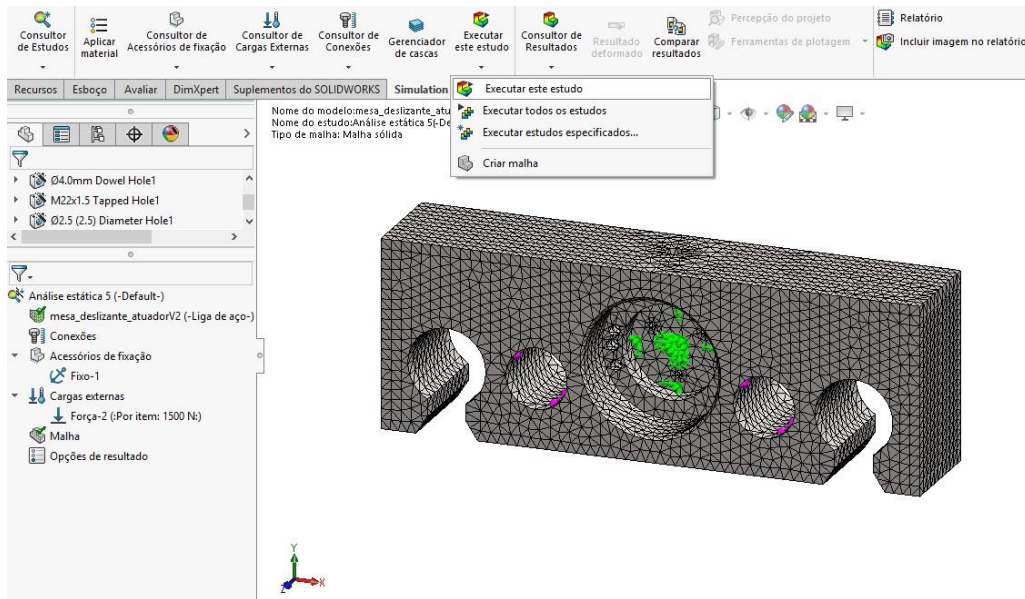
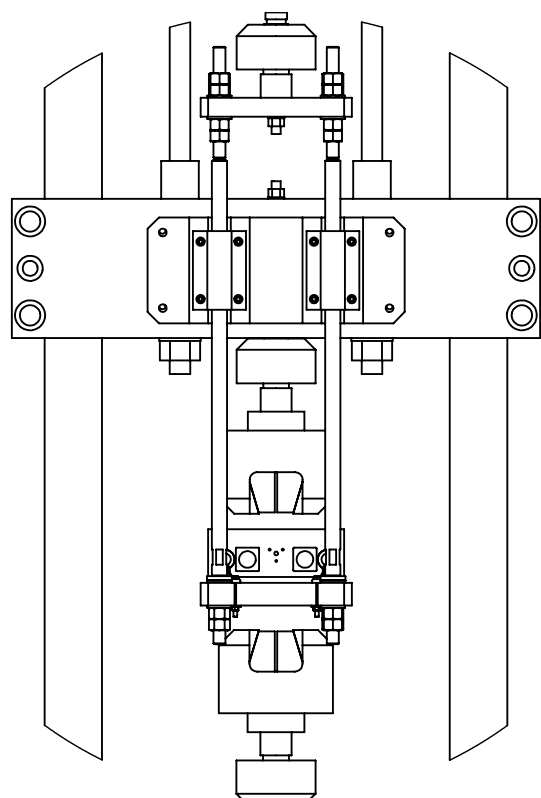
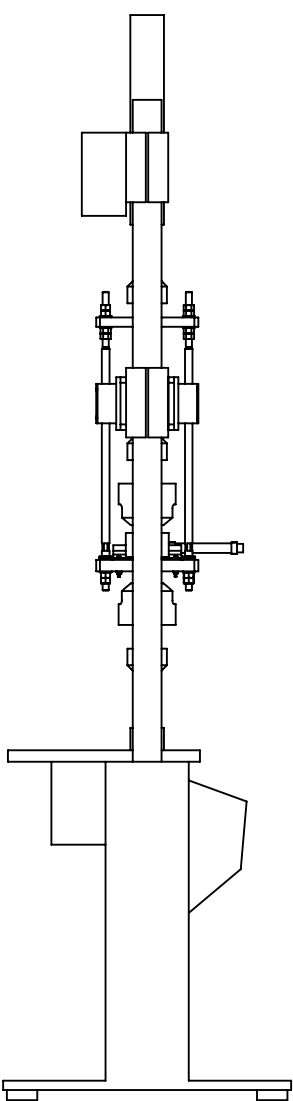


Figura 7-10. Execução do estudo

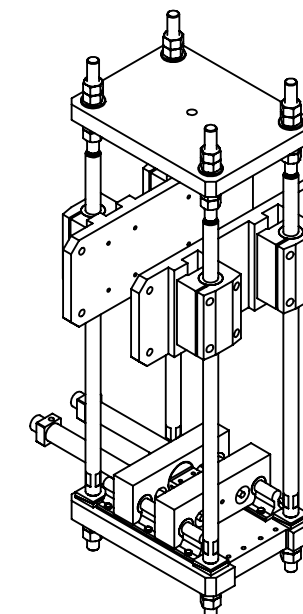
7.4 LISTA DE MATERIAIS



Tabela 7-3: Lista de Materiais

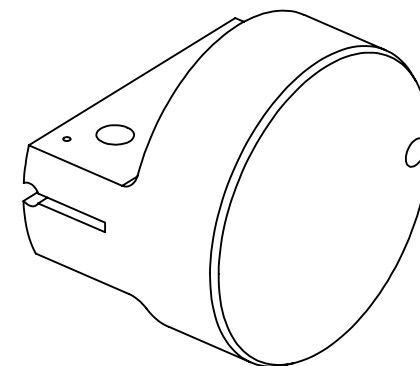
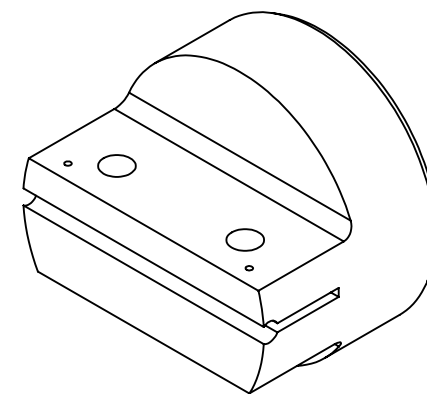
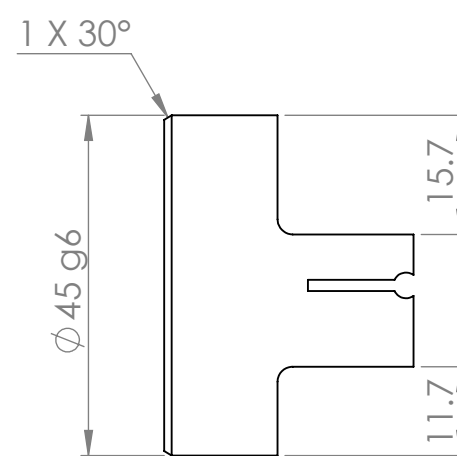
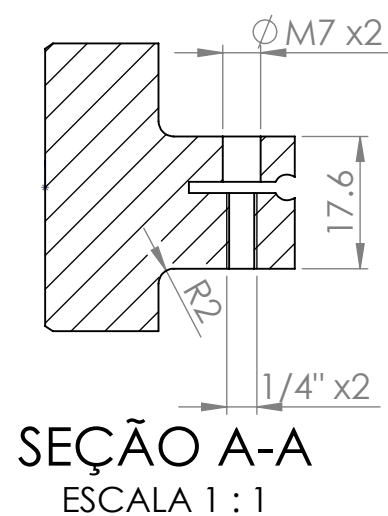
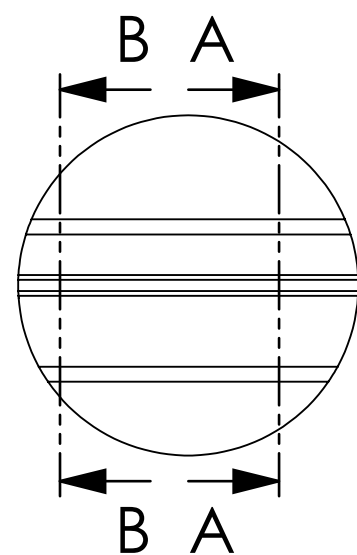
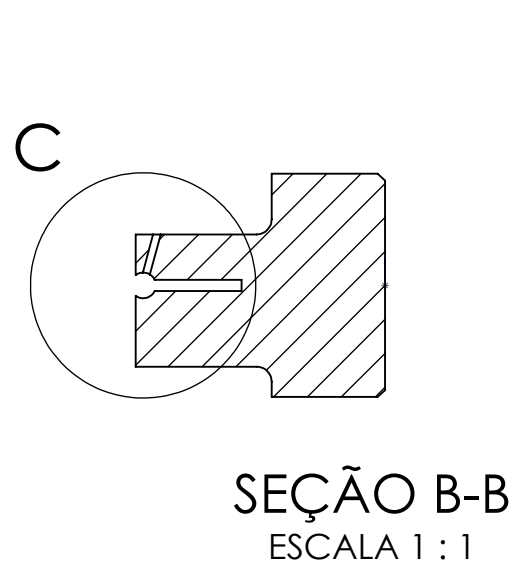
ITEM	QUANTIDADE	DENOMINAÇÃO	MATERIAL
1	1	MTS 322.21	-
2	4	Coluna	Aço temperado
3	24	Porca H-M16	Aço
4	1	Placa fretting superior	SAE 1020
5	12	Arruela M16U	Aço
6	2	Placa de fixação	Alumínio
7	4	Suporte lin. fechado	SAE 1020
8	2	Atuador hidráulico	-
9	8	Arruela - cunha	SAE 1020
10	1	Placa inferior	SAE 1020
11	1	Mesa deslizante - atuador	SAE 1020
12	1	Célula de carga	-
13	1	Suporte de fio - atuador	SAE 1045
14	2	Trilho	Aço
15	12	Parafuso chc M6 x 20	Aço
16	1	Suporte de fio - livre	SAE 1045
17	1	Mesa deslizante - livre	SAE 1045
18	12	Arruela M6	Aço
19	12	Porca M6	Aço



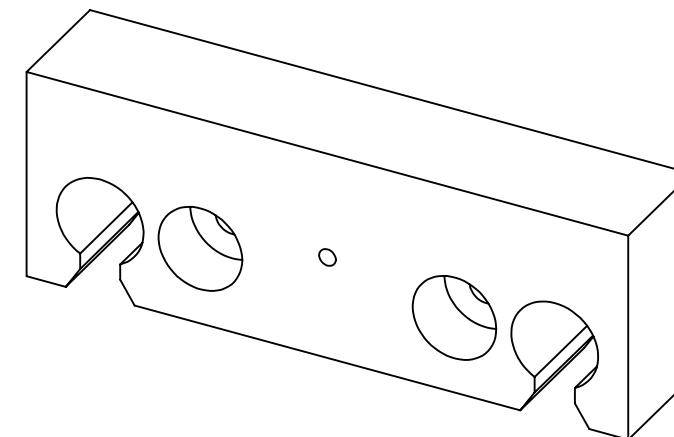
2	1	Dispositivo de fretting				-
1	1	MTS 322.21				-
Item	Quantidade	Denominação				Material
Máquina MTS com dispositivo de fretting						
UnB	Faculdade de Tecnologia			Departamento de Eng. Mecânica		
Tolerâncias gerais						Escala
						Folha
Dimensões	Fêmea	Macho	Largura	Rosca	Ângulo	1:20
-	-	-	-	-	-	Diedro
-	-	-	-	-	-	
Desenhista		Thiago Tetsuyuki Takada Ito				
Projetistas		Marcelo Ribeiro Gasperazzo				
		Thiago Tetsuyuki Takada Ito				



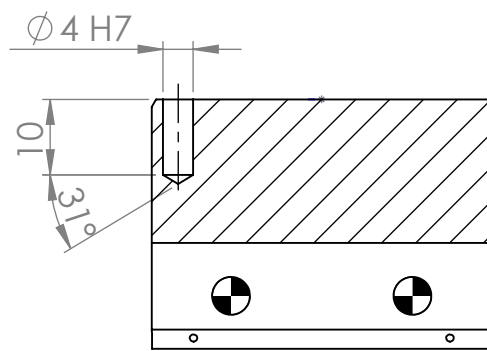
Desenho de subconjunto - Dispositivo de fretting							
UnB	Faculdade de Tecnologia			Departamento de Eng. Mecânica			
Tolerâncias gerais						Escala	Folha
Dimensões	Fêmea	Macho	Largura	Rosca	Ângulo	1:5	A3
-	-	-	-	-	-	Diedro	Data
-	-	-	-	-	-		22/06/2016
Desenhista	Thiago Tetsuyuki Takada Ito						
Projetistas	Marcelo Ribeiro Gasperazzo						
	Thiago Tetsuyuki Takada Ito						



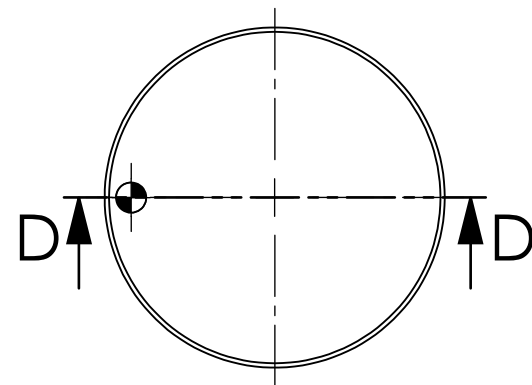
2.8	01	Suporte de fio - atuador				Aço AISI 1045	
Item	Quantidade	Denominação				Material	
Universidade de Brasília - <i>Campus</i> Darcy Ribeiro							
Faculdade de Tecnologia				Departamento de Eng. Mecânica			
Tolerâncias gerais						Escala	Folha
Dimensões	Fêmea	Macho	Largura	Rosca	Ângulo	1:1	A3
<30	+0,2 +0	+0 -0,2	± 0,1	6H	± 15'	Diedro	Data
>30	H13	h13	Js13	6g			22/06/2016
Desenhista	Marcelo Ribeiro Gasperazzo						
Projetistas	Thiago Tetsuyuki Takada Ito						
	Marcelo Ribeiro Gasperazzo						



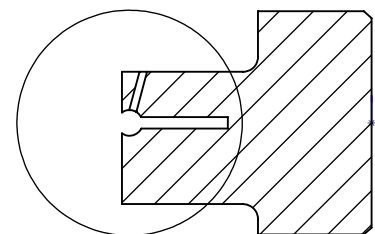
2.9	01	Mesa Deslizante - Livre				Aço AISI 1045	
Item	Quantidade	Denominação				Material	
Universidade de Brasília - <i>Campus</i> Darcy Ribeiro							
Faculdade de Tecnologia				Departamento de Eng. Mecânica			
Tolerâncias gerais						Escala	Folha
Dimensões	Fêmea	Macho	Largura	Rosca	Ângulo	1:2	A3
<30	+0,2 +0	+0 -0,2	± 0,1	6H	± 15'	Diedro	Data
>30	H13	h13	Js13	6g			22/06/2016
Desenhista	Marcelo Ribeiro Gasperazzo						
Projetistas	Thiago Tetsuyuki Takada Ito						
	Marcelo Ribeiro Gasperazzo						



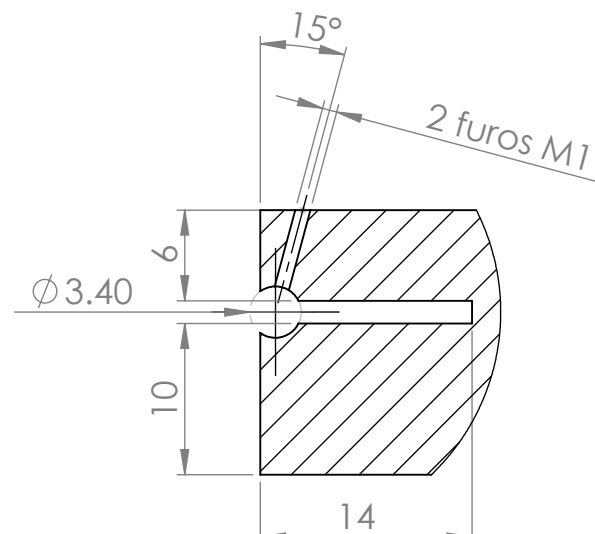
SEÇÃO D-D
ESCALA 1 : 1



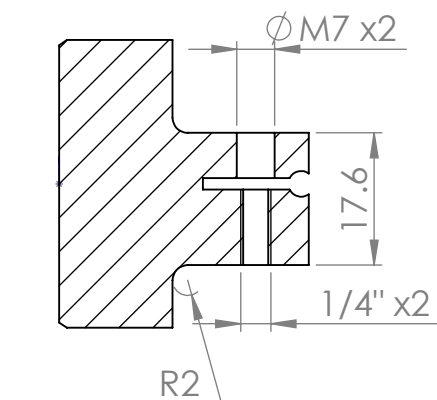
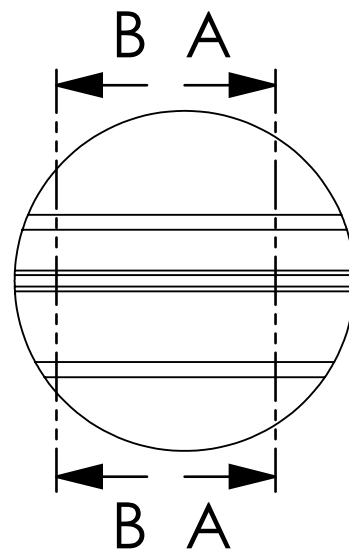
ESCALA 2:1



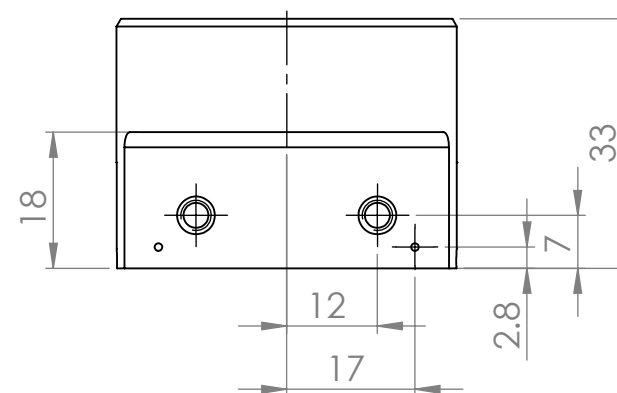
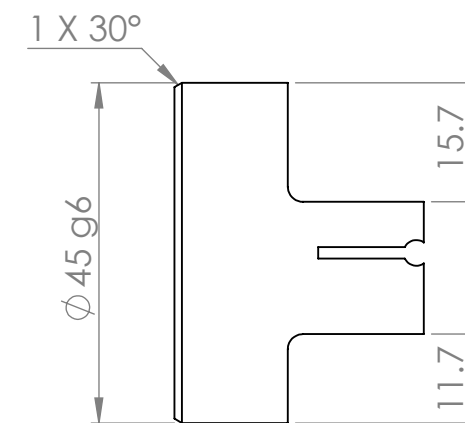
SEÇÃO B-B
ESCALA 1 : 1




DETALHE C
ESCALA 2:1



SEÇÃO A-A
ESCALA 1 : 1



2.10	01	Suporte de fio - livre				Aço AISI 1045	
Item	Quantidade	Denominação				Material	
Universidade de Brasília - <i>Campus</i> Darcy Ribeiro							
Faculdade de Tecnologia				Departamento de Eng. Mecânica			
Tolerâncias gerais						Escala	Folha
Dimensões	Fêmea	Macho	Largura	Rosca	Ângulo	1:1	A3
<30	+0,2 +0	+0 -0,2	± 0,1	6H	± 15'	Diedro	Data
>30	H13	h13	Js13	6g			22/06/2016
Desenhista	Marcelo Ribeiro Gasperazzo						
Projetistas	Thiago Tetsuyuki Takada Ito						
	Marcelo Ribeiro Gasperazzo						